

SIMULACIÓN Y VALIDACIÓN DE LA CARACTERIZACIÓN TÉRMICA E HIDRÁULICA PARA EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS TIPO PLACA-BARRA

ING. JULIO ALBERTO MEDINA SUAREZ

**UNIVERSIDAD DEL NORTE
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA
BARRANQUILLA
2012**

**SIMULACIÓN Y VALIDACIÓN DE LA CARACTERIZACIÓN TÉRMICA E
HIDRÁULICA PARA EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR
COMPACTOS TIPO PLACA-BARRA**

ING. JULIO ALBERTO MEDINA SUAREZ

**Monografía presentada como requisito para optar al título de Magíster en
Ingeniería Mecánica**

DIRECTOR:

ING. ANTONIO BULA SILVERA, Ph. D

**UNIVERSIDAD DEL NORTE
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA
BARRANQUILLA**

2012

Aprobado por la División de Ingenierías
en cumplimiento de los requisitos
exigidos para otorgar el título de
Magíster en Ingeniería Mecánica.

Director del Proyecto

Miembro de Comité

Miembro de Comité

Dedicatoria:

*A Dios porque en cada momento alumbró mis
senderos y entregó entendimiento*

*A mi esposa Cindy e hija Victoria por el tiempo que me han
regalado en esta investigación y por su comprensión*

A toda mi familia por su total apoyo durante todo este tiempo

*Bienaventurado el hombre que haya sabiduría, Y el hombre
que adquiere entendimiento. Prov 3:13*

AGRADECIMIENTOS

Al DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA de la Universidad del Norte, por darme la oportunidad de ser parte de su familia y realizar todos mis estudios de Pregrado y Posgrado.

A LESMES CORREDOR por la invitación a hacer parte del programa de Maestría de Uninorte, por sus consejos personales y profesionales y por la oportunidad laboral a través de la Universidad.

A ANTONIO BULA por ser más que mi Tutor y Jefe, la persona que compartió sus conocimientos y experiencia en el área de transferencia de calor y mecánica de fluidos y por brindarme su confianza en los proyectos con la Universidad del Norte.

Al Laboratorio de Maquinas Hidráulicas de la Universidad del Norte, por el gran acogimiento que cada uno de sus integrantes tuvieron conmigo en el curso de mis Estudios de Postgrado.

TABLA DE CONTENIDO

AGRADECIMIENTOS.....	V
LISTA DE FIGURAS	VIII
LISTA DE TABLAS.....	IX
RESUMEN	11
NOMENCLATURA.....	12
1. INTRODUCCIÓN.....	13
1.1. Antecedentes.....	13
1.2. Planteamiento del Problema e Hipótesis	17
1.3. Justificación.....	19
1.4. Objetivos	19
1.4.1. Objetivo General	20
1.4.2. Objetivos Específicos	20
1.5. Metodología de la investigación.....	21
1.6. Contribuciones.....	23
1.7. Organización del Documento.....	24
2. DESCRIPCIÓN DEL MODELO MATEMATICO	26
2.1 Introducción.....	26
2.2 Ecuaciones de Gobierno.....	28
2.4 Transferencia de Calor en Intercambiadores De Tipo Directo	32
2.5 Cálculos para Determinar los Parámetros de Desempeño	35
2.4 Detalles Geométricos	38
2.5 Valores Experimentales	41
2.5.1 Factor de Colburn j y factor de fricción f	42
3. SIMULACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR Y DE FLUJO EN INTERCAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS	44
3.1 Modelo de la Capa Límite Laminar/Turbulenta	45

3.2	<i>Leyes Constitutivas y Propiedades Termofísicas</i>	46
3.4	<i>Dominio Computacional y Condiciones de frontera</i>	47
3.5	<i>Técnica de Solución Numérica</i>	49
3.5.1	<i>Aproximación Espacial</i>	50
3.5.2	<i>Aproximación Temporal</i>	51
3.6	<i>Algoritmo Computacional</i>	51
3.7	<i>Métodos para Solucionar el Sistema Lineal Algebraico</i>	53
3.7.1	<i>Método Iterativo para el Problema Asimétrico</i>	53
3.7.2	<i>Método Iterativo para el Problema Simétrico</i>	53
3.7.2	<i>Método Multimalla</i>	53
4.	RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	54
4.1	<i>Datos de Entrada</i>	54
4.1.1	<i>Condiciones iniciales</i>	54
4.1.2	<i>Condiciones de frontera</i>	55
4.2	<i>Dominio Computacional</i>	58
4.3	<i>Resultados Numéricos</i>	58
4.3.1	<i>Caracterización térmica e hidráulica de aletas planas</i>	59
4.3.2	<i>Caracterización térmica e hidráulica de aletas louvered</i>	63
4.3.3	<i>Comparación de la Caracterización térmica e hidráulica entre aletas</i>	67
5.	CONCLUSIONES	70
	ANEXOS	72
	REFERENCIAS	80

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Componentes básicos de un intercambiador de calor barra-placa (PFHE). (a) Láminas o <i>plate</i>, (b) barras y (c) aletas o fins. [2].....	14
Figura 2. Intercambiador de calor compacto de barras y placas usado en el laboratorio	27
Figura 3. Superficies extendidas de transferencia de calor tipo <i>Louvered</i>....	28
Figura 4. Circuito térmico para la ecuación de la transferencia de calor	34
Figura 5. CAD Intercambiador de calor compacto de barras y placas (Gas-Líquido)	38
Figura 6. Intercambiador de calor compacto de barras y placas (Gas-Líquido)	39
Figura 7. Aleta experimentada por Kays & London. (Aleta plana 11.1) Und. Pulg.....	40
<i>Figura 8. Aletas louvered propuesta. Unidades. mm</i>	40
<i>Figura 9. Caracterización Térmica - Hidráulica de Aletas Planas</i>	42
<i>Figura 10. Grafica semilogaritmica del perfil de velocidad para flujos turbulentos cerca a paredes lisas y rugosas [29].....</i>	45
<i>Figura 16. Dominio computacional y Condiciones de frontera</i>	48
Figura 17. Condiciones de Frontera	56
<i>Figura 18. Caída de Presión en Aletas Planas.....</i>	60
<i>Figura 19. Temperatura de Salida del Aire en Aletas Planas</i>	61
<i>Figura 20. Caracterización Térmica - Hidráulica de Aletas Planas</i>	62
<i>Figura 21. Coeficiente de Transferencia de Calor en Aletas Planas.....</i>	62
<i>Figura 22. Caída de presión a través de la Aleta Louvered.....</i>	63
<i>Figura 23. Temperatura de salida del Aire en la Aleta Louvered.....</i>	64
<i>Figura 24. Factor de Colburn j para Aletas Louvered</i>	65
<i>Figura 25. Factor de Fricción f para Aletas Louvered.....</i>	66
<i>Figura 26. Caracterización Térmica - Hidráulica de Aletas Louvered</i>	66
<i>Figura 27. Coeficiente de Transferencia de Calor de la Aletas Louvered.....</i>	67
<i>Figura 28. Caída de Presión A través de la Aletas</i>	68
<i>Figura 29. Coeficiente de Transferencia de Calor.....</i>	68

LISTA DE TABLAS

	PAG
Tabla 1. Parámetros geométricos de las aletas	41
Tabla 2. Caracterización experimental obtenida por Wei Li [18]	43
Tabla 3. Caracterización experimental obtenida por V. P. Malapure [17]	43
Tabla 4. Condiciones Iniciales	55
Tabla 5. Condiciones de Frontera Tipo de Presión	55
Tabla 6. Condiciones de Frontera Tipo de Flujo	55
Tabla 7. Condiciones de Frontera Tipo Pared Ideal.....	57
Tabla 8. Condiciones de Frontera Tipo Pared Real	57
Tabla 9. Criterios de Convergencia	57
Tabla 10. Celdas del Dominio Computacional.....	58

LISTA DE ANEXOS

	PAG
Anexo 1. Campo de Velocidad en la salida del aire (Vista Transversal) Plate Fin	72
Anexo 2. Campo de Temperatura en la salida del aire (Vista Transversal) Plate Fin	72
Anexo 3. Campo de Velocidad (Vista de Planta) Plate Fin	73
Anexo 4. Campo de Temperatura (Vista de Planta) Plate Fin	73
Anexo 5. Campo de velocidad en la dirección del flujo (izquierda-derecha) Plate Fin	74
Anexo 6. Campo de Temperatura en la dirección del flujo (izquierda-derecha) Plate Fin	74
Anexo 7. Campo de Velocidad a la salida (Vista Transversal) Louvered Fin ..	75
Anexo 8. Campo de Temperatura a la salida (Vista Transversal) Louvered Fin	75
Anexo 9. Campo de Velocidad (Vista de Planta) Louvered Fin	76
Anexo 10. Campo de Temperatura (Vista de Planta) Louvered Fin	76
Anexo 11. Detalle del Campo de Velocidad (Vista de Planta) Louvered Fin ..	77
Anexo 12. Detalle del Campo de Temperatura (Vista de Planta) Louvered Fin	77
Anexo 13. Campo de Velocidad en la dirección del flujo (derecha-izquierda) Louvered Fin	78
Anexo 14. Campo de Temperatura en la dirección del flujo (derecha-izquierda) Louvered Fin.....	78

RESUMEN

En este estudio se investigó el patrón de flujo y térmico en aletas planas y de persianas como superficies extendidas en intercambiadores de calor compactos de placas aleteadas del lado del aire. Se realizaron simulaciones computacionales de dinámica de fluidos tridimensionales sobre un túnel de aleta triangular con paredes planas e interrumpidas, considerando la transferencia de calor conjugada y la conducción de calor a través de las aletas. La simulación de la aleta plana se realiza para una geometría dada y se compara con datos experimentales de otros autores; luego se plantea una aleta manteniendo la geometría pero con interrupciones en sus paredes. El desempeño de transferencia de calor del lado del aire se evalúa calculando el número adimensional j o factor de Colburn y la caída de presión se calcula con el factor de fricción f [21]. Con los resultados de la aleta plana se observó que hay una variación menor al 3% con respecto a los datos experimentales; mientras que con los resultados de la aleta con interrupciones se aprecia cómo éstos generadores de turbulencia mejoran la transferencia de calor [10].

NOMENCLATURA

A :	área total de transferencia de calor
A_C	mínima área de flujo
C_P	calor específico a presión constante
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_\mu$	constantes del modelo de turbulencia
r_h	radio hidráulico
f	factor de fricción
F_p	paso de aleta
G_k	término de generación en el modelo de energía cinética de turbulencia
h	entalpía específica
h_C	coeficiente de transferencia de calor convectivo
k	energía cinética de turbulencia
$LMTD$	diferencia de temperatura media logarítmica
P	presión
Q	transferencia de calor
S	término de velocidad de deformación
St	numero de Stanton
T	temperatura
u	velocidad del fluido
U	velocidad media a través de la mínima área de flujo
k_s	conductividad térmica
Pr	numero de Prandtl

Símbolos griegos

α_p	inverso de Prandtl
ρ	densidad
τ	tensor de esfuerzo
ε	velocidad de disipación de energía turbulenta
μ	viscosidad dinámica
δ	espesor

Subíndice

a	aire
eff	efectividad
f	aleta
i	entrada
k	energía cinética turbulenta
o	salida
t	turbulencia
w	pared

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes

Los intercambiadores de calor de barras y placas (PFHE, *Plate Fin Heat Exchangers*) son de gran importancia en la industria aeroespacial, en procesos industriales, en industrias criogénicas y en todas aquellas donde existan limitaciones de espacio y peso. Éstos son usados por ser compactos y por su alta eficiencia [1]. Como se muestra en la Figura 1, los intercambiadores de placas y barras se construyen a partir de placas paralelas (a). En los canales creados por las placas se insertan láminas delgadas y corrugadas (c). Estas láminas se usan como aletas o superficies extendidas para mejorar la transferencia de calor; entre las cuales se pueden encontrar una gran variedad de tipos, como por ejemplo, aletas tipo offset, aletas tipo *louvered*, aletas tipo wave, etcétera [2].

El diseño de intercambiadores de calor implica revisar y ponderar dos aspectos importantes: (1) la tasa de transferencia de calor entre los fluidos y (2) la energía requerida para exceder la fricción del fluido en consideración a través del intercambiador de calor. Para un intercambiador de calor que opera con fluidos de alta densidad, la energía requerida para vencer la fricción es generalmente menor con respecto a la tasa de transferencia de calor; lo que hace que, bajo estas condiciones, raramente se tiene en cuenta la caída de presión. Sin embargo, para fluidos de baja densidad, tales como gases, se espera un mayor consumo de energía mecánica para vencer la fricción con respecto a la tasa de calor transferido [3].

Los intercambiadores de calor compactos tipo barras y placas con aletas *louvered* (Plate Fin Heat Exchanger, PFHE) es considerado una tecnología compleja debido a el comportamiento hidráulico de los fluidos, especialmente del lado del aire [4].

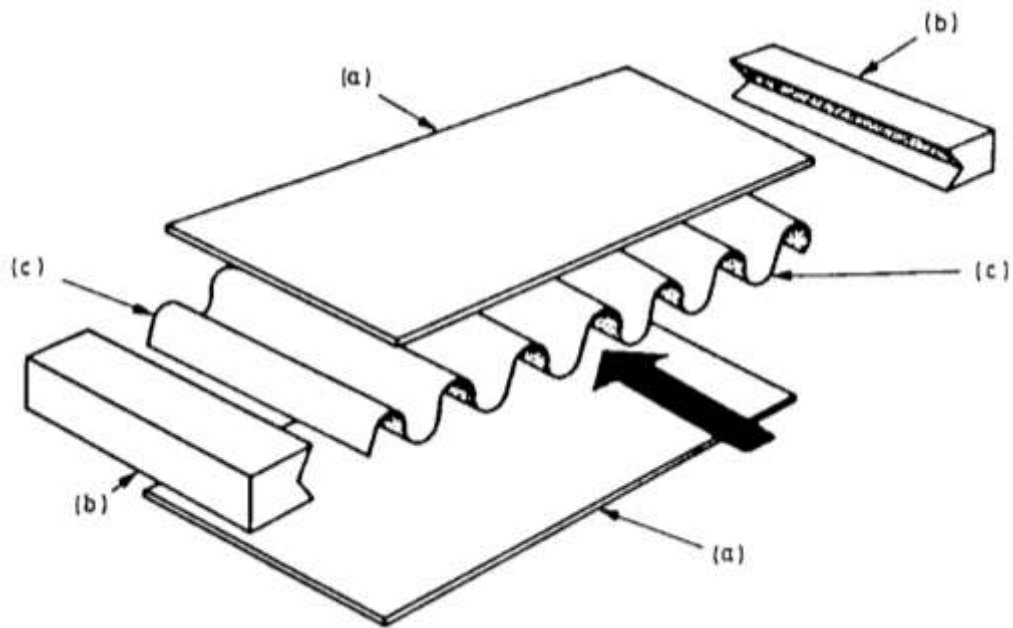


Figura 1. Componentes básicos de un intercambiador de calor barra-placa (PFHE). (a) Láminas o *plate*, (b) barras y (c) aletas o fins. [1]

Con el objetivo de obtener un modelo general que incluya los dos aspectos de interés, los intercambiadores de calor compactos están divididos en dos diferentes partes: (1) zona de distribución de flujo y (2) zona de transferencia de calor [5]. La primera zona, considera las conexiones de entrada y salida de los fluidos; mientras que, la segunda considera las superficies para mejorar la transferencia de calor a través de las aletas. Mathias et al. [6] presentó una regresión para calcular la caída de presión del lado del aire para números de Reynolds bajos, el documento también presenta el cálculo del número de Nusselt considerando el desarrollo completo de las capas límite hidrodinámica y térmica. Concluyeron que la variación entre el flujo totalmente desarrollado y flujo en desarrollo es debido a la transferencia de calor por conducción axial dentro del fluido debido al bajo número de Reynolds en el lado del aire. Wu y Webb [7] presentaron un análisis híbrido; es decir, un modelo computacional para predecir el desempeño del PFHE operando bajo condiciones de deshumidificador; en el documento se enfatiza la metodología de diseño introduciendo un algoritmo con los pasos requeridos. Carluccio et al. [8] realizó un análisis térmico e hidrodinámico por métodos

numéricos para analizar los intercambiadores de calor compactos de flujos cruzados para aplicación vehicular y verificar el efecto del régimen hidrodinámico de los fluidos inducido por las aletas en los canales en la transferencia de calor y en el desempeño de los mismos. Los resultados fueron extrapolados a la escala natural de los canales. Malapure [9] presentó en su estudio la caracterización del flujo y la transferencia de calor de intercambiadores de calor compactos de tubos aplanados y aletas *louvered* por medio de análisis numérico. Las simulaciones tridimensionales fueron realizadas para diferentes geometrías en las que se varió el paso de las “persianas”, ángulos de las “persianas”, distancia entre aletas y distancia entre tubos a diferentes números de Reynolds. Evaluaron el desempeño de los intercambiadores de calor del lado del aire empleando el factor Colburn j y el factor de fricción f . Dib et al. [10] propusieron un modelo tridimensional simplificado FEM basado en técnicas de homogenización de capa por capa para obtener las relaciones equivalentes (efectivo) de tensión-deformación y el vector de carga térmica para las aletas corrugadas. Peng y Ling [11] presentaron un algoritmo genético combinado con propagación de redes neuronales para el óptimo diseño de intercambiadores de calor compactos de barra y placa tipo brazed (BPFHE) con el propósito de minimizar el peso y costo anual para unas condiciones dadas de restricciones. Este método de optimización de BPFHE fue considerado como universal por sus autores. Muralikrishna y Shenoy [12] propusieron una metodología para determinar la región factible en un diagrama de caída de presión para diseñar intercambiadores de calor de tubos y coraza. La región factible es definida para eliminar las actividades de “prueba y error” durante la actividad de diseño, teniendo en cuenta las condiciones de operación como también las limitaciones geométricas. La metodología es basada en ecuaciones y puede ser convenientemente implementada en un computador. Kim y Bullard [4] llevaron a cabo un estudio experimental del desempeño térmico e hidráulico del lado del aire en un intercambiador de calor compacto de aluminio tipo brazed (BPFHE) bajo condiciones de deshumidificador. Evaluaron treinta muestras de intercambiadores de calor con aleta tipo *louvered* con diferentes parámetros

geométricos en los que se evaluaron las características de transferencia de calor y caída de presión en condiciones de superficie húmeda. Se analizaron los datos de desempeño térmico del lado del aire para condiciones de enfriamiento y de deshumidificación con el método de efectividad-NTU para intercambio de calor de flujos cruzados y sin mezcla. Los resultados de los ensayos fueron comparados con los datos de intercambiadores de calor con superficie seca, en términos de calor sensible en los que se usó el factor j y la caída de presión con el factor de fricción f con errores de ± 16.9 y $\pm 13.6\%$, respectivamente. Witry et al. [13] llevaron a cabo un estudio en *CFD* para la fabricación de intercambiadores de calor. Los resultados obtenidos para un PFHE modelado con *CFD* mostraron tremendos niveles de mejora en el rendimiento en ambos lados del intercambiador de calor. Para el flujo interno, el aumento de la transferencia de calor causado por choques repetitivos contra las obstrucciones de las paredes de las aletas y como en las aletas de pines usados en la industria aeroespacial, en el que hay una disminución de la caída de presión debido a la extensa área de la sección transversal. Para el flujo exterior, la amplia y ondulada área superficial incrementa la transferencia de calor causada por la extra rugosidad de la superficie adicional. Dong et al. [14] desarrollaron un estudio experimental de la caracterización de la transferencia de calor y caída de presión del lado del aire para 16 tipos de aletas “strip” en intercambiadores de calor de tubos ovalados. A cada aleta se modificó los siguientes parámetros: separación entre aletas, altura de la aleta, espesor de la aleta, longitud de aleta y longitud de flujo. Los datos de desempeño térmico del lado del aire fueron analizados usando el método de efectividad-NTU y los valores de coeficientes de transferencia de calor y caída de presión fueron correlacionados a los parámetros bajo estudio. La correlación para j y f predijeron el 95% y 90% de los datos experimentales dentro del $\pm 10\%$. El promedio de los datos predictivos para j y f son 2% y 1.2% con desviaciones estándar de 0.2% y 5.3%, respectivamente. Tang et al. [15] desarrolló la caracterización de la transferencia de calor y caída de presión experimentalmente de cinco tipos de intercambiadores de calor de tubos aleteados con diferente tipos de aletas, entre

ellas, aletas en espiral, aletas planas, aletas con ranuras, aletas con generadores de vórtices. Obtuvieron correlaciones de diferentes tipos de intercambiadores para un rango de Reynolds entre 4000 y 10000. Uno de los primeros y más referenciados trabajos son los realizados por Kays and London [3], quienes propusieron diferentes correlaciones experimentales para varias superficies extendidas de transferencia de calor.

De acuerdo con esta revisión, se observa el desarrollo y el gran conocimiento generado en la última década, empleando métodos experimentales o numéricos, con el fin de predecir el comportamiento hidráulico y térmico para PFHE operando a diferentes condiciones. Esta investigación aborda algunas de esas condiciones geométricas y operacionales, por medio del estudio de la transferencia de calor avanzada y las teorías de mecánica de fluidos involucradas en los fenómenos de transporte.

1.2. Planteamiento del Problema e Hipótesis

Debido a la complejidad geométrica y la gran cantidad de superficies extendidas de transferencia de calor o más conocidas como aletas, no existen correlaciones generales para determinar con precisión la transferencia de calor y la caída de presión en intercambiadores de calor compactos de barras y placas. Por ésta razón, como se ha mostrado anteriormente, muchos autores han desarrollado numerosos estudios por métodos numéricos, experimentales o combinación de éstos, de cientos de aletas de diferentes tipos de intercambiadores de calor para encontrar relaciones que establezcan las características de caída de presión (factor de fricción f), geométricas y de transferencia de calor (número de Nusselt o factor de Colburn j).

En los PFHE, la resistencia térmica global es generalmente dominada por el lado del aire con un total del 80% de la resistencia térmica total [3]. Por lo tanto, cualquier mejora en la transferencia de calor del lado aire mejora el desempeño global del intercambiador de calor. Dicho mejoramiento en los intercambiadores de calor compactos se logra con el aumento del área de transferencia de calor, la

cual se obtiene por la adición de diferentes tipos de aletas; además, dicho mejoramiento se logra también por desarrollo y desprendimiento periódico de la capa límite laminar generado por la geometría del tipo de aleta.

Los aspectos anteriores permiten generar una gran variedad de configuración de aletas para aplicaciones en el que se cuenta con aire como refrigerante, de manera que se pueda estimar el aumento de la densidad superficial, como superficie secundaria, lo que permite incrementar el desempeño del intercambiador de calor. Todo lo anterior constituye el **problema científico** abordado en este trabajo. Dándole solución a este problema se contará con datos validados para diseñar intercambiadores de calor compactos de barra y placa con aletas *louvered* y presentar el uso de *CFD* como una herramienta para obtener la caracterización térmica e hidráulica; todo lo planteado anteriormente lleva a los siguientes interrogantes científicos:

- ¿Cómo mejorar la transferencia de calor del lado aire en intercambiadores de calor compactos operando a las mismas condiciones?
- ¿Cómo afecta las superficies extendidas de transferencia de calor en la caída de presión del lado aire en intercambiadores de calor compactos operando a las mismas condiciones?
- ¿Cuánto es la mejora de la transferencia de calor con aletas convencionales bajo la misma condición?
- ¿Es el uso de *CFD's* adecuado para caracterizar la transferencia de calor y caída de presión a través de superficies extendidas?

Para el desarrollo de este trabajo se asume como **hipótesis** que, los intercambiadores de calor compactos de barra y placas con aletas *louvered* son de alto desempeño, cuando se trabaja con fluidos gaseosos, donde los valores de la caracterización térmica e hidráulica pueden ser utilizados para diseñar dichos equipos.

1.3. Justificación

El método de elementos finitos es usado en una amplia variedad de disciplinas y aplicaciones en la ingeniería, tales como, el empleo sistemático de la computación en el diseño, mantenimiento y evaluación de procesos, equipos industriales, etcétera [20]. La simulación numérica de procesos o del comportamiento de los equipos antes de que sean incluidos en la práctica industrial o incluso fabricados, constituye una significativa ventaja comparativa para aquellos que disponen de los instrumentos necesarios para su experimentación. Una simple y económica simulación numérica previa a la implementación industrial del objeto puede poner en evidencia fallas ocultas y así ahorrar considerables cantidades de dinero o inclusive salvar vidas humanas [20]. Permite también realizar diseños óptimos que sería imposible obtenerlos de otra manera, y disminuir brecha en los diseños de intercambiadores, ya que se contaría con los valores de transferencia de calor calculado y no supuesto. Sin embargo, los métodos experimentales son de gran importancia para validar los resultados obtenidos por otros modelos; ya que éstos reflejan la incertidumbre de los procesos reales.

Debido a la geometría compleja deseada para mejorar la transferencia de calor en intercambiadores de tipo compacto en intercambiadores de calor compactos debido al desprendimiento periódico de la capa límite, es de gran dificultad calcular de forma analítica el coeficiente global de transferencia de calor. Por lo tanto, se han llevado a cabo diferentes análisis numéricos y experimentales de la dinámica de termofluidos en los últimos años [20].

Por lo anterior, cobra importancia desarrollar modelos numéricos y experimentales para estudiar el desempeño de la transferencia de calor y la hidrodinámica en intercambiadores de calor compactos de barras y placas con aletas *louvered*.

1.4. Objetivos

A continuación se encuentran el objetivo general y los objetivos específicos a desarrollar en la presente investigación.

1.4.1. Objetivo General

Estudiar el proceso de transferencia de calor por convección y conducción y la caída de presión a través de intercambiadores de calor compactos con superficies extendidas de transferencia de calor tipo *louvered*.

1.4.2. Objetivos Específicos

Para poder alcanzar el objetivo general descrito es necesario apuntar hacia los siguientes objetivos específicos:

- Revisar y conocer la documentación de estudios similares de las características de transferencia de calor y caída de presión en intercambiadores de calor.
- Plantear el modelo adecuado que gobierna los procesos de transferencia de calor y que describa el comportamiento del fluido a través de la superficie extendida de transferencia de calor plantada.
- Realizar simulación numérica mediante *CFD* del proceso de transferencia de calor y del comportamiento hidrodinámico y compáralos con otros autores.
- Validar con datos experimentales de la caracterización térmica e hidráulica y compáralos con los resultados de la simulación numérica
- Comparar los parámetros de la caracterización de aletas con retardadores con aquellas que no los tienen

1.5. Metodología de la investigación

La metodología implementada en esta investigación, está orientada a producir y comprobar nuevos conocimientos que hacen parte del modelamiento del proceso de transferencia de calor y del comportamiento hidrodinámico en superficies extendidas tipo *louvered* usadas en intercambiadores de calor compactos de barras y placas.

A continuación se muestra secuencialmente los pasos que comienzan con la recopilación de información, luego el estudio y análisis de dicha información que permita generar un marco conceptual idóneo, consecutivamente pruebas y simulaciones, seguido de la realización de experiencias en simulación en *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*) del modelo de transferencia de calor y caída de presión y por último la obtención de resultados que den la oportunidad de evaluar el rendimiento del intercambiador de calor.

Seguido se detallan los principales módulos que componen la metodología de trabajo que se realizó en la presente investigación.

Documentación Bibliografía

La documentación bibliográfica comienza con la recopilación de información, donde se realiza una búsqueda cuidadosa en fuentes electrónicas, bibliotecas especializadas, bases de datos, banco de patentes, investigación de la información pertinente a los últimos avances de la temática en análisis en universidades públicas y privadas, además de entidades especializadas y publicaciones de especialistas, posteriormente se realiza la recopilación de información a través de los recursos y medios disponibles en la Universidad del Norte referente a las investigaciones y trabajos que se han hecho en esta línea de investigación.

Obtención del modelo de la transferencia de calor y caída de presión

Primera etapa: Para la obtención del modelo de la transferencia de calor y caída de presión, inicialmente se plantea la necesidad del modelo, propósitos, tipos de análisis a ejecutar y condiciones, además de los parámetros y medidas apropiadas del desempeño del modelo, en general definir los objetivos de la modelación.

Segunda etapa: se realizará un prototipo CAD 3D para modelar las características geométricas de la aleta en estudio teniendo en cuenta las condiciones reales bajo las cuales éstas operan. Se realizará el modelado de una aleta plana y otra tipo *louvered*.

Tercera etapa: es la síntesis del modelo, donde una vez comprendido el fenómeno, se plantean las ecuaciones de cada una de las leyes físicas que gobiernan el problema; que por lo general son ecuaciones diferenciales, cuya integración o solución de las mismas constituyen el modelo.

Cuarta etapa: se entenderá el fenómeno a través de simulaciones en *CFD* del modelo 3D, acuerdo con las variables termodinámicas que intervienen en el proceso, para estipular las leyes o principios físicos y/o térmico que aplican, consideraciones o hipótesis necesarias y por ultimo obtener la caracterización térmica e hidráulica por medio del factor de Colbrun j y del factor de fricción f , respectivamente.

Quinta etapa: una vez sea elaborado el modelo y entendido el fenómeno se realizará su verificación inicial, donde se hará una estimación inicial de su validez o se conseguirán indicios de que es aceptable el modelo confrontándolo con datos experimentales publicados por Kays & London [4] y por datos obtenidos experimentalmente en el laboratorio de máquinas hidráulica de la Universidad del Norte.

Simulación del modelo 3D de la transferencia de calor y caída de presión en intercambiador de calor compacto

El modelo de la superficie extendida de transferencia de calor (conocidas como aletas) tipo plana y *louvered* usadas en intercambiadores de calor compactos de

barras y placas, es simulado para diferentes condiciones operacionales mediante *flow simulation de SolidWorks®*. Dicha simulación permite reproducir el comportamiento global, y visualizar el comportamiento del patrón de flujo y la transferencia de calor por convección y por conducción entre el fluido (aire) cuando interactúa con la geometría irregular de las aletas.

Validación de la simulación del modelo 3D de la transferencia de calor y caída de presión en intercambiador de calor compacto

La validación de los resultados obtenido mediante la simulación de la transferencia de calor y caída presión de la aleta plana se realiza comparando dichos valores con datos experimentales publicado por otros autores para aletas con geometría similar. Luego, los resultados conseguidos de la simulación de las aletas tipo *louvered* se compara con los resultados experimentales obtenidos en el laboratorio de máquinas hidráulica de la Universidad del Norte.

Análisis de los resultados

Una vez obtenidos y validados los resultados de la caracterización térmica e hidráulica de las superficies extendidas de transferencia de calor tipo plana y *louvered* se compara el desempeño por medio del factor de Colburn j y el factor de fricción f para un rango de números de Reynolds entre 400 y 10.000.

Elaboración del documento final

Por último, se redactó un documento y un artículo, donde se encuentra detallado todas las partes de la investigación, con sus respectivos análisis, conclusiones y recomendaciones a tener en cuenta para las investigaciones futuras en el diseño térmico e hidráulico de intercambiadores de calor compactos.

1.6. Contribuciones

A continuación se muestra las cuatro contribuciones del presente trabajo:

- Curvas de la caracterización térmica e hidráulica (factor de Colburn y factor de fricción) de las superficies específicas usadas para el diseño de intercambiadores de calor compactos.
- Modelo de la transferencia de calor y caída de presión de las geometrías consideradas validado para operar en regímenes laminar y turbulento.
- Cerrar la brecha en el diseño de intercambiadores de calor compactos
- Curva comparativa del desempeño de las aletas planas y *louvered* usadas en PFHE

1.7. Organización del Documento

El documento final de esta investigación contiene la siguiente organización.

El *primer capítulo* hace una evaluación del estado del arte acerca del proceso de transferencia de calor y comportamiento hidrodinámico del fluido a través de diferentes aletas por medio de métodos numéricos; además de las técnicas reportadas en la literatura especializada para determinar la eficiencia de los intercambiadores de calor compactos. Al mismo tiempo, se registran la caracterización térmica e hidráulica de intercambiadores de calor compactos a través de métodos experimentales. En cuanto al modelado por métodos numéricos y experimentales, se detecta que no hay un análisis que determine las características predichas para intercambiadores de calor compactos de barras y placas con aletas tipo *louvered* y una marcada tendencia a no considerar todas las condiciones reales en funcionamiento de los PFHE. Además se explica detalladamente el alcance, objetivos y metodología de la investigación. Como resultado de este capítulo se ratifica la hipótesis de este trabajo: *el desempeño de los intercambiadores de calor compactos aumenta considerablemente cuando se utilizan perturbadores de flujo. No obstante, entre mayor sea la generación de turbulencia mayor transferencia de calor entre los fluidos y mayor caída de presión.*

En el segundo capítulo se plantean las ecuaciones que gobiernan el proceso de transferencia de calor y predicen el comportamiento del flujo en los intercambiadores de calor compactos, dichas ecuaciones son: el balance de masa, el balance de energía, las ecuaciones modificadas de Navier-Stokes para flujos turbulentos. Además, se presentan la descripción matemática de las características geométricas, térmicas y de flujo de los intercambiadores de calor compactos a estudiar en esta investigación.

El tercer capítulo está dedicado a la presentación de los valores desempeño para intercambiadores de calor con geometrías similares reportados en lecturas especializadas y los datos experimentales obtenidos en el laboratorio de máquinas hidráulica de la Universidad del Norte, incluyendo la descripción de los equipos usados y la metodología de recolección de datos.

Los resultados obtenidos en la simulación CFD tridimensional se comparan con los reportados en el tercer capítulo y plasmados en el cuarto capítulo. En este se muestran confrontados los rendimientos del intercambiador de calor compactos para un amplio rango de números de Reynolds.

Finalmente se exponen las **conclusiones** y **recomendaciones** a las que se arribó tras el desarrollo de este trabajo, así como la **bibliografía** referenciada en el documento

2. DESCRIPCIÓN DEL MODELO MATEMATICO

2.1 Introducción.

Esta sección describe el modelo usado del intercambiador de calor y los parámetros de desempeño utilizado para la caracterización de la transferencia de calor y caída de presión. Se presenta la modelo del intercambiador de calor simplificado, caída de presión, grupos dimensionales usados en el cálculo.

Los métodos numéricos de elementos finitos están destinados a resolver, mediante ecuaciones matriciales, las ecuaciones diferenciales que se plantean en sistemas discretos o continuos [34] . Las aplicaciones actuales de estos métodos son muy extensas e incluyen sistemas lineales y no límales, estáticos, dinámicos tales como mecánica de sólidos, teoría de elasticidad, mecánica de fluidos y transmisión de calor. Los métodos numéricos de elementos finitos, funcionan discretizando el dominio de interés y resolviendo mediante una función de prueba o de aproximación, la ecuación que rige el elemento finito para luego sumar todas las soluciones [25].

El método de elementos finitos es usado en una amplia variedad de disciplinas y aplicaciones en la ingeniería tales como el empleo sistemático de la computación en el diseño, mantenimiento y evaluación de procesos, equipos industriales, obras civiles, etcétera, [36]. La simulación numérica de procesos o del comportamiento de los equipos antes de que sean incluidos en la práctica industrial o incluso fabricados, constituye una significativa ventaja comparativa para aquellos que disponen de los instrumentos necesarios. Una simple y económica simulación numérica previa a la implementación industrial del objeto puede poner en evidencia fallas ocultas y así ahorrar considerables cantidades de dinero o inclusive salvar vidas humanas. Permite también la obtención de un diseño óptimo que sería imposible de otra manera [21].



Figura 2. Intercambiador de calor compacto de barras y placas usado en el laboratorio

En los PFHE, la resistencia térmica es generalmente dominada por el lado del aire aproximadamente con un total del 80% de la resistencia térmica total; por lo tanto, cualquier mejora en la transferencia de calor del lado aire mejora el desempeño global del intercambiador de calor.

Se mostrará el fenómeno de transferencia de calor para dos tipos de aletas para demostrar por medio de la caracterización térmica cuál es la mejora en el intercambio de calor y el efecto en el comportamiento de fluido.

Los resultados obtenidos son reportados en el cuarto capítulo, los cuales son comparados con estudios similares, con los datos de Kays & London y los obtenidos experimentalmente en el laboratorio de máquinas hidráulica de la Universidad del Norte.

Dado que el mejoramiento en la transferencia de calor en intercambiadores de tipo compacto se logra con el aumento del área de transferencia de calor, la cual se obtiene por la adición de diferentes tipos de aletas; además, dicho mejoramiento se logra también por desarrollo y desprendimiento periódico de la capa límite laminar generado por el tipo de aleta.

Debido a la geometría compleja de los intercambiadores de calor compactos, es de gran dificultad calcular de forma analítica el coeficiente global de transferencia de calor; por lo tanto, se han llevado a cabo diferentes análisis numéricos y experimental de la dinámica de termo-fluidos en los últimos años [8].



Figura 3. Superficies extendidas de transferencia de calor tipo *Louvered*

En esta parte de la investigación, se realizan simulaciones numéricas en tres dimensiones para caracterizar el patrón de flujo y de transferencia de calor en intercambiadores tipo compacto con aletas tipo plana y persiana. Las simulaciones se llevan a cabo para diferentes puntos de operación; es decir, para diferentes números de Reynolds con el fin de obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección del lado del aire.

2.2 Ecuaciones de Gobierno

El presente capítulo se enfoca en el planteamiento del modelo matemático que describa el proceso de transferencia de calor, en el método para determinar el desempeño del intercambiador compacto; se definen de la geometría de las aletas de interés y los supuestos que garanticen el adecuado ajuste de las condiciones operativas de los PFHE.

Las simulaciones del proceso de transferencia de calor y del comportamiento del patrón de flujo son desarrolladas basadas en el Número de Reynolds para las geometrías de las aletas, dentro del rango entre 400 y 10.000 usado por Kays & London [4]. Las ecuaciones que gobiernan dicho proceso se plantean a partir del balance de masa, balance de energía, balance de momento y un modelo de turbulencia RNG $k-\epsilon$ para estimar la transferencia de calor y caída de presión y verificar el comportamiento local de turbulencia del campo de flujo. Para valores de Reynolds mayores a 2966 se resolvió las ecuaciones de flujo turbulento.

A continuación se presentan dichas ecuaciones.

En todas las ecuaciones, los subíndices representan sumatorias

- Conservación de masa

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0, \quad (\text{Ec 1})$$

- Conservación de momento

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_j}, \quad (\text{Ec 2})$$

Donde, τ_{ij} es el tensor de esfuerzos viscosos definido como

$$\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}, \quad (\text{Ec 3})$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (\text{Ec 4})$$

- La ecuación de energía resuelta en el dominio del fluido es dado por:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j h - k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = -u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}, \quad (\text{Ec 5})$$

Y la ecuación de energía resuelta para el dominio del sólido es dado por:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = 0, \quad (\text{Ec 6})$$

El efecto de la turbulencia en el campo de flujo es incluido a través de la aplicación del modelo de turbulencia RNG k - ε , el cual es derivado de las ecuaciones de Navier-Stokes, usando técnicas matemática llamada método de re-normalización grupal (*RNG: Re-normalization Group*) [17].

- Energía Cinética

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_p \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon, \quad (\text{Ec 7})$$

- Tasa de Disipación

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_p \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon, \quad (\text{Ec 8})$$

Donde, $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ y $\mu_t = f_\mu \frac{\rho C_\mu k^2}{\varepsilon}$ para altos rangos número de Reynolds. $C_\mu = 0.0845$. El término de generación de energía cinética de turbulencia es $G_k = 2\mu_t S_{ij}^2$. f_μ , es un factor de viscosidad turbulenta, definida con la siguiente expresión:

$$f_\mu = [1 - \exp(-0.025 R_y)]^2 \left(1 + \frac{20.5}{R_T} \right), \quad (\text{Ec 9})$$

donde

$$R_T = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon}, R_y = \frac{\rho k^{1/2} y}{\mu}, \quad (\text{Ec } 10)$$

y , es la distancia desde la pared. Esta función permite tener en cuenta transición de laminar a turbulento.

El término de tasa de deformación es dado por

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k}, \quad (\text{Ec } 11)$$

Donde $\eta = Sk/\varepsilon$, $\eta_0 = 4.38$ y $\beta = 0.012$. La teoría de RNG proporciona valores constantes de turbulencia $C_{1\varepsilon} = 1.42$ y $C_{2\varepsilon} = 1.68$. $S = (2S_{ij}S_{ij})^{1/2}$

Por otro lado, se tiene que la energía cinética y de disipación de turbulencia se puede conocer a partir de la intensidad I y longitud l de turbulencia, las cuales se calculan a partir de:

$$I \equiv \frac{u'}{U} \quad (\text{Ec } 12)$$

Donde

$$u' = \sqrt{\frac{2}{3}k} \quad \text{y} \quad U \equiv \sqrt{U_x^2 + U_y^2 + U_z^2}, \quad (\text{Ec } 13)$$

Además

$$I = 0.16 Re_{D_h}^{-1/8}, \quad (\text{Ec } 14)$$

Igualmente,

$$l = C_\mu \frac{k^{2/3}}{\varepsilon} = 0.07 D_h, \quad (\text{Ec } 15)$$

Dado que la variación de la temperatura promedio del aire a lo largo de la longitud de la aleta es muy pequeña, para los cálculos se asumen el promedio de las propiedades del aire evaluadas a la temperatura promedio entre la entrada y salida. Todas las propiedades termo-físicas de las placas inferior y superior, y la aleta se consideran constantes.

2.4 Transferencia de Calor en Intercambiadores De Tipo Directo

Un intercambiador de calor que está compuesto por dos fluidos separados por una superficie de transferencia de calor e intercambian sus energías térmicas, se dice que es de tipo directo [34]. A continuación se presentan los parámetros que relacionan su desempeño.

U : conductancia global para la transferencia de calor

A : área de transferencia en la cual está basada U .

$t_{a,i}$: temperatura de entrada del fluido de más baja temperatura, en unidades absolutas

$t_{a,o}$: temperatura de salida del fluido de más baja temperatura, en unidades absolutas

$t_{w,i}$: temperatura de entrada del fluido de más alta temperatura, en unidades absolutas

$t_{w,o}$: temperatura de salida del fluido de más alta temperatura, en unidades absolutas

$C_a = (WC_p)_a$: tasa de capacidad calórica del fluido de más baja temperatura, en unidades absolutas

$C_w = (WC_p)_w$: tasa de capacidad calórica del fluido de más alta temperatura, en unidades absolutas

Arreglo del flujo: contra flujos, flujos paralelos, flujos cruzados o combinación de los arreglos bases.

La interrelación de los anteriores parámetros constituye la base para los aspectos de la transferencia de calor en el diseño de intercambiadores de calor.

El significado de todas las variables anteriores es evidente, excepto U . Este término viene de la ecuación para evaluar la transferencia de calor global, la cual combina los mecanismos convectivos y conductivos responsable de la transferencia de energía de un fluido de alta temperatura a uno de menor temperatura. Análogamente, a la ley de Ohm en estado estable para un flujo de corriente eléctrica:

$$\frac{dq}{dA} = U(t_h - t_c), \quad (\text{Ec } 16)$$

Aquí, dq/dA es el flujo de calor por unidad de área de transferencia para una sección en el intercambiador donde la diferencia de temperatura es $(t_h - t_c)$. De esta relación es evidente que U es la conductancia térmica global basado en el potencia de temperatura $(t_h - t_c)$ y la unidad de área de transferencia. El inverso de U , es la resistencia térmica global la cual puede ser considerada teniendo en cuenta la siguiente serie de componentes:

- Un componente convectivo del lado de mayor temperatura, incluyendo la eficiencia de la superficie extendida o del área aleteada del mismo lado
- Componente conductivo a través de la pared del intercambiador
- Un componente convectivo del lado de menor temperatura, incluyendo la eficiencia de la superficie extendida o del área aleteada del mismo lado
- Un factor de ensuciamiento que permite escalar el servicio del intercambiador

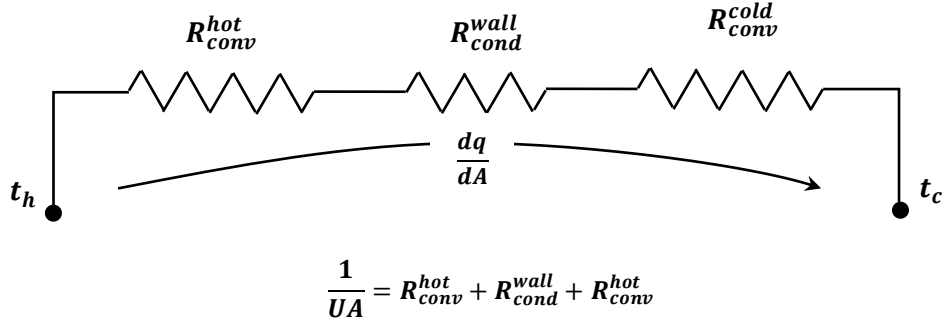


Figura 4. Circuito térmico para la ecuación de la transferencia de calor

Partiendo de la analogía eléctrica para determinar la conductancia global de transferencia de calor, despreciando el efecto de ensuciamiento del intercambiador, ya que éste se considera en función del medio de operación, se tiene:

$$\frac{1}{U_h} = \frac{1}{\eta_{o,h}h_h} + \frac{e}{(A_w/A_h)k} + \frac{1}{(A_w/A_h)\eta_{o,c}h_c}, \quad (\text{Ec } 17)$$

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{\eta_{o,c}h_c} + \frac{e}{(A_w/A_c)k} + \frac{1}{(A_w/A_c)\eta_{o,h}h_h}, \quad (\text{Ec } 18)$$

Donde U_h y U_c , están basadas en el área total del lado de mayor y menor temperatura, respectivamente, incluyendo el área de las aletas o superficies extendidas. A_w , representa el área promedio de pared; $\eta_{o,h}$ y $\eta_{o,c}$ representan las eficiencias de las áreas A_h y A_c , respectivamente.

Los coeficientes de transferencia de calor convectivos h_c y h_h son funciones complejas de la geometría de las superficies, propiedades de los fluidos y de las condiciones de flujo. Es por ésta razón, que todos los esfuerzos de este estudio se enfocan en la determinación de la caracterización térmica para obtener de manera indirecta, a través de parámetros adimensionales, el coeficiente de transferencia

de calor convectivo por medio de simulaciones tridimensionales haciendo uso del CFD.

2.5 Cálculos para Determinar los Parámetros de Desempeño

Esta sección describe cómo se caracteriza la transferencia de calor y la caída de presión, incluyendo los grupos dimensionales, ecuaciones para el cálculo del calor transportado y para realizar los cálculos a través del intercambiador.

El desempeño de los intercambiadores de calor compactos dependen de la geometría y las condiciones de flujo; para un conjunto de condiciones, las características de caída de presión y transferencia de calor de la aleta pueden ser caracterizado por el factor de fricción f y el factor de Colburn j , respectivamente. Varios autores representan dichos parámetros de desempeño j y f en función del número de Reynolds Re [22].

El factor de fricción, Colburn y otros números adimensionales están definidos en función del área de transferencia de calor A , el área de flujo libre A_c y la velocidad media U a través del área libre como se muestra a continuación:

Número de Reynolds

El número de Reynolds representa la relación de las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas [31]. Las condiciones de geométricas pueden ser caracterizados por el número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico en las fronteras de la aleta, definidas como:

$$R_e = \frac{\dot{m} D_h}{\mu A_c}, \quad (\text{Ec } 19)$$

Factor de fricción f

El factor de fricción es la relación entre los esfuerzos cortantes y la energía cinética. Es decir, relaciona la caída de presión a través de las aletas [31].

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{\rho U^2 A}{2 A_c}} \quad (\text{Ec 20})$$

Factor de Colburn j

El factor de Colburn relaciona la transferencia de calor convectivo (por unidad de área de las aletas) y la cantidad virtualmente transferible (por unidad de flujo a través de la sección transversal).

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} = St \cdot Pr^{2/3} \quad (\text{Ec 21})$$

Número de Nusselt

El número de Nusselt es la relación de la conductancia convectiva, h_c , y la conductancia térmica molecular k/d_h . [37]

$$Nu = \frac{h_c}{k/D_h} \quad (\text{Ec 22})$$

Número de Prandtl

El número de Prandtl es la relación entre la difusividad del momento y la difusividad térmica. [38]

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (\text{Ec 23})$$

Número de Stanton

El número de Stanton mide la relación entre el calor transferido al fluido y la capacidad térmica del fluido. [39]

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{h_c}{\rho C_p U} \quad (\text{Ec 24})$$

Finalmente, combinando las ecuaciones

$$j = \frac{N_u}{Re Pr^{1/3}} = St Pr^{2/3} = \frac{h_c Pr^{2/3}}{\rho U C_p}, \quad (\text{Ec 25})$$

Donde, el coeficiente de transferencia de calor h_c es definido en términos de la transferencia de calor Q y la temperatura media logarítmica ($LMTD$):

$$h_c = \frac{Q}{A \cdot LMTD}, \quad (\text{Ec 26})$$

Y

$$LMTD = \frac{(T_{a,o} - T_w) - (T_{a,i} - T_w)}{\ln\left(\frac{T_{a,o} - T_w}{T_{a,i} - T_w}\right)}, \quad (\text{Ec 27})$$

La transferencia de calor es dada por:

$$Q = \rho U A_c C_p (T_{a,o} - T_{a,i}), \quad (\text{Ec 28})$$

Por lo tanto, Combinando las ecuaciones 25, 26, 27 y 28 se obtienen el coeficiente de transferencia de calor y el factor de Colburn resulta de la siguiente manera:

$$h_c = \rho U C_p \frac{A_c (T_{a,o} - T_{a,i})}{A \cdot LMTD} \quad (\text{Ec 29})$$

$$St = \frac{h_c}{C_p \rho U} = \frac{A_c (T_{a,o} - T_{a,i})}{A \cdot LMTD} \quad (\text{Ec 30})$$

$$j = \frac{h_c}{C_p \rho U} Pr^{2/3} = \frac{A_c (T_{a,o} - T_{a,i})}{A \cdot LMTD} Pr^{2/3} \quad (\text{Ec 31})$$

$$h_c = j \frac{c_p \rho U}{Pr^{2/3}} \quad (\text{Ec } 32)$$

2.4 Detalles Geométricos

En la Figura 5, se presenta esquemáticamente la operación de un intercambiador de calor compacto de barras y placas con flujos cruzados y no mezclados. Éste es el modelo base bajo el cual se realizan los supuestos para esta investigación. En el sentido de las flechas anaranjadas fluye gas (aire) y en las flechas rojas fluye agua en estado líquida a una temperatura mayor que el aire transfiriendo calor al mismo.

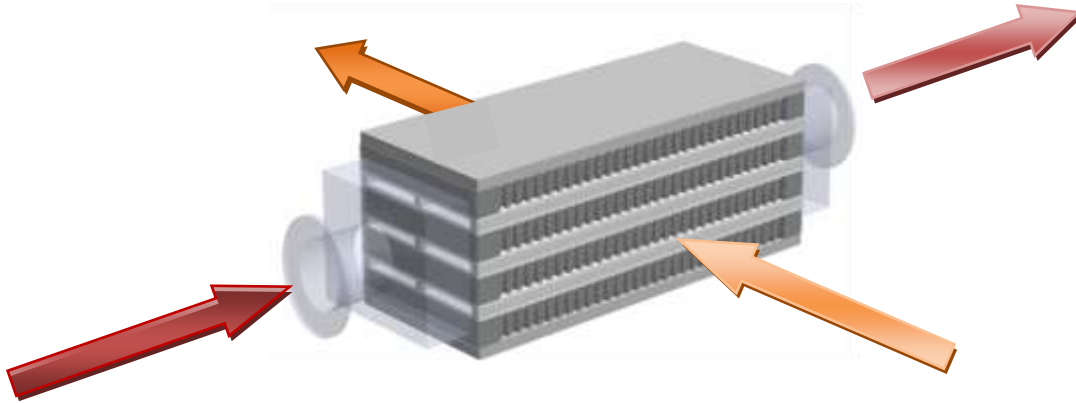


Figura 5. CAD Intercambiador de calor compacto de barras y placas (Gas-Líquido)

A continuación se detallarán geométricamente dos tipos de aletas por la cual fluye aire, bajo la premisa de estudiar el proceso de transferencia de calor del lado del aire. La *plate fin* se utilizará para validar los datos obtenidos de la simulación de las características de flujo (f , factor de fricción) y transferencia de calor (j , factor Colburn) con los datos experimentales de Kays & London. Y la segunda, es una aleta tipo *louvered* con los detalles geométricos propuestos en este estudio en la que se realizará el estudio mediante simulación numérica por CFD y comparado con los datos experimentales obtenido en el laboratorio de máquinas hidráulica de la Universidad del Norte y otros autores.

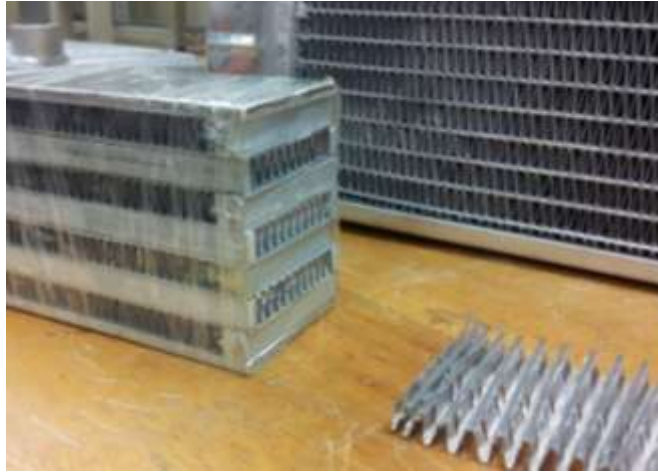


Figura 6. Intercambiador de calor compacto de barras y placas (Gas-Líquido)

Las superficies extendidas de transferencia de calor *plate fin* se caracterizan por no tener un paso de flujo ininterrumpido con un desempeño similar a los obtenidos dentro de los tubos redondos. Cada *plate fin* tiene una relación de longitud y diámetro hidráulico $L/4r_h$ definida, la cual tiene un efecto sobre su desempeño térmico e hidráulico. L no es necesariamente la longitud de flujo total del intercambiador de calor sino la longitud ininterrumpida de la aleta. Estas superficies extendidas pueden formar corredores de flujo rectangulares, triangulares, entre otras; tal que, se pueden considerar una gran variación en la geometría que las mostradas en este estudio. Las *plate fin* presentadas en esta investigación forman corredores triangulares, como se muestran en la Figura 7.

Mientras que las superficies *louvered fin*, se identifican porque las aletas son cortadas y dobladas hacia afuera en la corriente del flujo a intervalos frecuentes; con el propósito de romper las capas límites y conseguir mayores coeficientes de transferencia de calor que los obtenidos con las superficies *plate fin* bajo las mismas condiciones de flujo. En la Figura 8, se presenta la *louvered plate* estudiada en esta investigación; mientras que; en la Tabla 1, se muestran los parámetros de geométricos de dichas aletas.

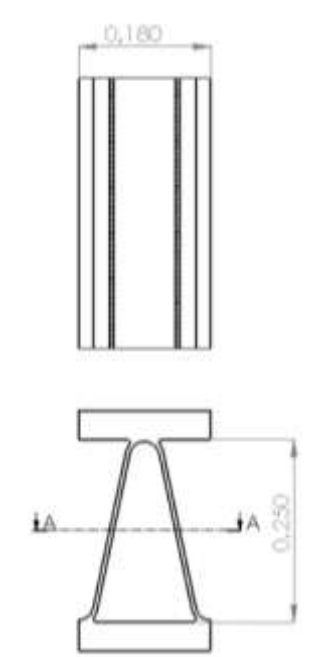


Figura 7. Aleta experimentada por Kays & London. (Aleta plana 11.1) Und. Pulg.

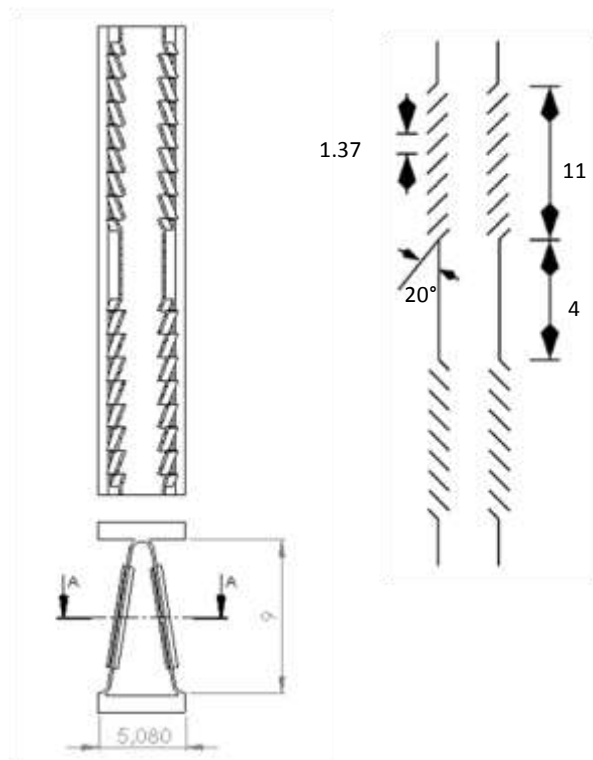


Figura 8. Aletas louvered propuesta. Undidades. mm

Tabla 1. Parámetros geométricos de las aletas

Tipo de aleta	Superficie	Separación entre láminas		Aletas/ in	Diá. Hidráulico, 4rh		Espesor de aleta, δ		Long. De Flujo, L		Area transf/ volumen, β	Area Aleta/ Area Total
		ft	mm		ft	mm	in	mm	in	mm	ft ² /ft ³	
Plate fin	11.1	0.0208	6.35	11.1	0.01012	3.08	0.006	0.152	2.5	63.5	367	0.756
Louvered fin	Propuesta	0.0295	9	10	0.01212	3.693	0.006	0.152	2.5	63.5	330	0.795

En intercambiadores de calor compactos, el parámetro fundamental que describe el grado de compactibilidad en el diámetro hidráulico, D_h [34].

$$D_h = 4r_h = \frac{4A_c L}{A} = \frac{4V_c}{A}, \quad (\text{Ec 33})$$

Donde, la relación entre el área de transferencia de calor A , y el volumen húmedo encerrado en el intercambiador de calor V_c , es la densidad de área superficial o grado de compactibilidad β .

Para considerar un intercambiador de calor compacto el umbral más bajo de β , comúnmente aceptado es 300 m²/m³ [34].

2.5 Valores Experimentales

Para validar las simulaciones de esta investigación, se calcularon los parámetros de desempeño a partir de los resultados de dichas simulaciones y comparadas con los datos publicados por Kays & London, Wei Lie [18] y V. P. Malapure [17]. Para validar la aleta plana utilizaron los parámetros de desempeño de la aleta plana 11.1 reportado por Kays; mientras que, para las aletas louvered se usaron las publicadas por Wei Lie y V. P. Malapure.

2.5.1 Factor de Colburn j y factor de fricción f

Kays & London experimentaron en aletas planas 11.1 reportados [4] para un rango de números de Reynolds desde 400 hasta aproximadamente 10,000. La configuración de banco de ensayos se describe en su publicación [41] .

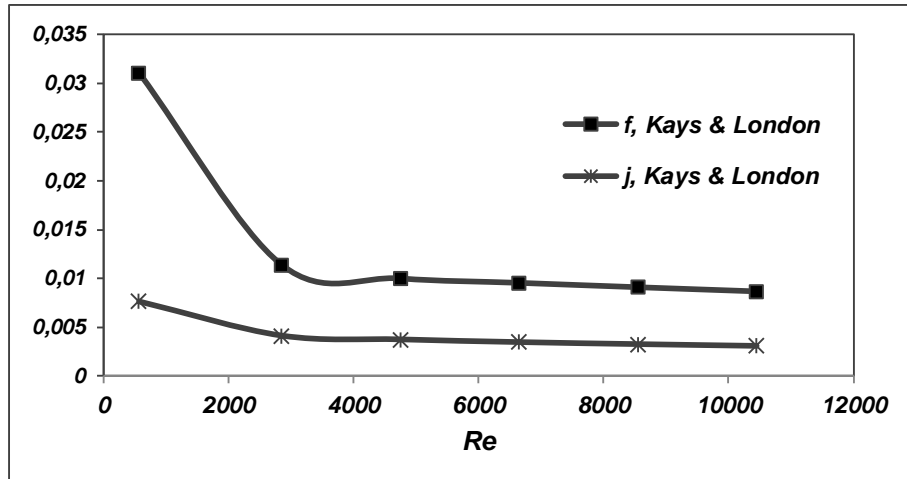


Figura 9. Caracterización Térmica - Hidráulica de Aletas Planas

En la Figura 9, se muestra que los factores j y f disminuyen cuando el número de Reynolds aumenta. Con valores de j desde 0,00765 al más bajo Reynolds hasta 0,003097 para el más alto Reynolds. También se aprecia un drástico cambio en f y j para un número de Reynolds de 3600. Lo que indica que el flujo pasa de un régimen laminar a transición; mientras que para un Reynolds mayor a 4600 se aprecia un ligero cambio de f y j con tendencia a decrecer.

Por otro lado, Wei Lie [18] caracterizó experimentalmente la transferencia de calor y la caída de presión para cuatro tipos de aletas usando aire. Las pruebas fueron llevadas a cabo en un intercambiador de calor con diferentes regiones de aletas louvered en un rango de números de Reynolds entre 400 y 1600. Para la validación de la simulación de este estudio, se comparó los datos obtenidos por Wei Lie para la aleta louvered de una sola región.

Tabla 2. Caracterización experimental obtenida por Wei Li [18]

Re	j	f
400	0.032	0.19
600	0.025	0.16
800	0.021	0.15
1000	0.019	0.145
1200	0.018	0.13
1600	0.015	0.095

Además, se usaron los datos de j y f obtenidos por simulación numérica de V. P. Malapure [17] que a su vez fueron validados con datos experimentales. Los datos se resumen en la Tabla 2 y Tabla 3.

Tabla 3. Caracterización experimental obtenida por V. P. Malapure [17]

Re	j	f
400	0.026140066	0.176
600	0.030100682	0.193
800	0.030892806	0.18
1000	0.031684929	0.16
2000	0.023763697	0.12
3000	0.018218834	0.1
4000	0.015842464	0.1

3. SIMULACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR Y DE FLUJO EN INTERCAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS

Este capítulo pretende determinar las condiciones de frontera, las condiciones operaciones del intercambiador y el método para resolver el sistema de ecuaciones propuesto en modelo matemático.

El sistema de ecuaciones del modelo matemático presentado se resuelve mediante la herramienta computacional especializada en CFD, Flow Simulation de SolidWorks®. Flow Simulation resuelve las ecuaciones de gobierno con el método de volúmenes finitos (FV) en una malla computacional rectangulares para el dominio del sólido y del fluido. El sistema de coordenadas cartesianas tiene los planos ortogonales a sus ejes, haciendo un refinamiento local entre sólido/líquido y la interfaz, en determinadas regiones del líquido, en las superficies de sólidos/sólidos, y en la región de líquidos durante el cálculo almacenando los valores de todas las variables físicas en los centros de la malla volumétrica. El método de FV, discretiza las ecuaciones en una forma conservadora, donde las derivadas espaciales se aproximan con los operadores diferencia finita de segundo orden; mientras que, las derivadas con respecto al tiempo se aproximan con el esquema implícito de Euler de primer orden.

Para asegurar una buena precisión de la solución del problema matemático la malla fue refinada en las zonas de interés. Además, se obtuvo la solución para dos tamaños de malla, una más fina que la otra y se comparan las soluciones. El tamaño de la malla más fina fue la mitad del espesor de la aleta y el segundo del tamaño de la misma; los resultados variaron por debajo del 1% una vez convergida la solución, por lo que todas las simulaciones se hicieron con la malla de mayor tamaño.

Para obtener una rápida resolución del problema del estado estable, Flow Simulation resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes dependiente del tiempo empleando un método de pasos de tiempo locales sobre el dominio computacional. Además, se utiliza un método multimalla para acelerar la solución a la convergencia eliminando las oscilaciones parásitas.

3.1 Modelo de la Capa Límite Laminar/Turbulenta

El modelo se basa en las conocidas funciones de aproximación pared modificada (*Modified Wall Functions approach*). Este modelo es empleado para caracterizar los flujos laminares y turbulentos cerca a la pared y describir la transición de flujo laminar a turbulento y viceversa. La función modificada de pared usa el perfil de Van Driest, Figura 10. Si el tamaño de la malla cerca de la pared es mayor que la espesor de la capa límite, se usa la capa límite integrante. Dicho modelo proporciona la velocidad exacta y las condiciones límite de temperatura para las ecuaciones de conservación mencionadas.

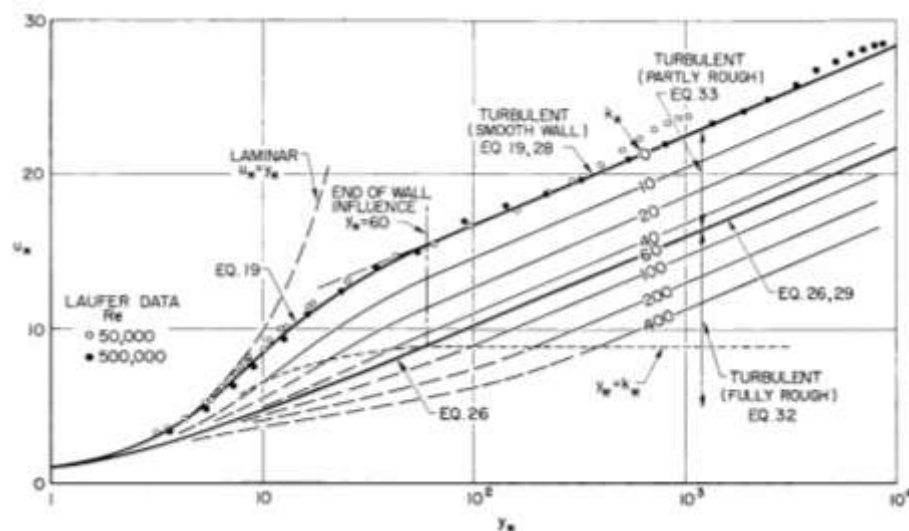


Figura 10. Gráfica semilogarítmica del perfil de velocidad para flujos turbulentos cerca a paredes lisas y rugosas [29].

3.2 Leyes Constitutivas y Propiedades Termofísicas

El sistema de ecuaciones de Navier-Stokes se complementa con la definición de las propiedades termofísicas y las ecuaciones de estado para los fluidos. Las propiedades del fluido en este estudio, tales como, la densidad, viscosidad, conductividad térmica, calores específicos, están definidas en función de la temperatura y presión.

Propiedades termofísicas del Gas/Sólido

Los materiales usados en el estudio para el lado del gas y sólido corresponden a aire y aluminio, consecutivamente. El material de las aletas es Aluminio con una densidad de 2688.9 kg/m^3 , de la que se desprecia su variación con respecto al rango de presión y temperatura de operación. De igual manera el calor específico y la conductividad térmica del sólido.

Por otro lado, las propiedades termofísicas del Aire varían ligeramente. Sin embargo, el algoritmo de programación de la simulación contempla dicha variación. Análogamente, la viscosidad que es la oposición del fluido a las deformaciones tangenciales. El efecto de la temperatura es considerado en esta propiedad se tiene encuentra en el presente análisis de manera importante, ya que se ve aumentado por el incremento de la temperatura debido a que las fuerzas de cohesión aumenta con la temperatura originando un mayor choque entre moléculas disminuyendo el movimiento molecular [37].

El calor específico de cualquier sustancia es la cantidad de calor que se debe suministrar por unidad de masa o sistema termodinámico para elevar su temperatura en una unidad. De forma análoga, se define la capacidad calorífica como la cantidad de calor que hay que suministrar a toda la masa de una sustancia para elevar su temperatura en una unidad. Para el aire, se considera su variación con respecto a la temperatura, constante; sin embargo, para los cálculos

de los parámetros de desempeño se estima el promedio de las propiedades en la entrada y salida del intercambiador.

La conductividad térmica es una propiedad física de los materiales que mide la capacidad de conducción de calor; en los gases a bajas presiones, la conductividad térmica aumenta con el incremento de la temperatura. No obstante, se piensa que el efecto de la presión en esta propiedad es bajo a presiones moderadas.

3.4 Dominio Computacional y Condiciones de frontera

El dominio computacional es un paralelepípedo que envuelve al modelo 3D con planos ortogonales a los ejes del sistema de coordenadas cartesianas de SolidWorks. La malla computacional se construye dividiendo el dominio computacional en celdas paralelepípedas como se muestra en la Figura 11. Al dominio computacional (usado para una aleta en general) se le aplica simetría en las dos dimensiones del eje Z para representar la sección frontal del intercambiador. En la entrada del flujo, se asigna la condición de frontera de presión total, donde se asigna la temperatura de entrada del fluido (aire) al proceso, a demás la intensidad y longitud de turbulencia definida anteriormente. En la salida, se establece una condición de frontera de flujo volumétrico saliendo del dominio computacional. En las superficies superior e inferior dentro de la aleta se consideraron condiciones de temperatura de pared constante y en las superficies verticales se consideró pared ideal; es decir, adiabática y sin fricción.

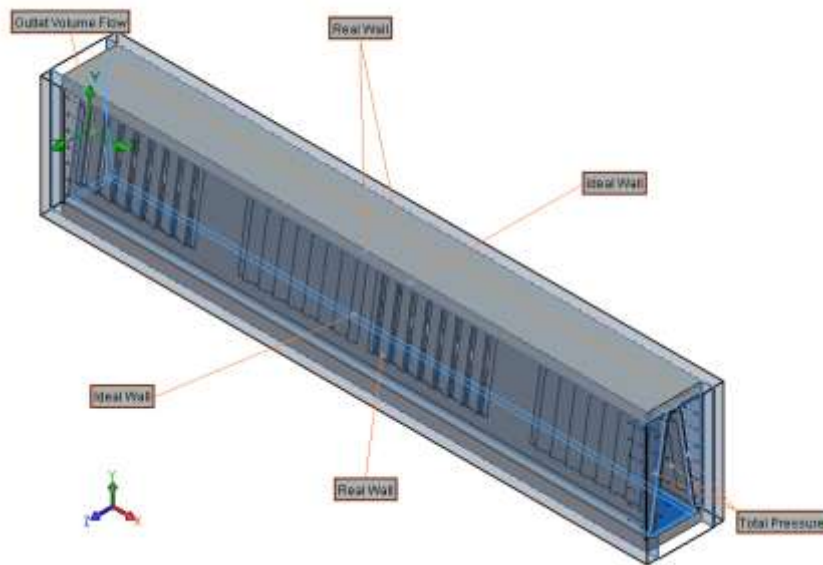


Figura 11. Dominio computacional y Condiciones de frontera

El proceso consiste en hacer fluir aire con diferentes flujos máscicos a una temperatura de entrada de 25°C para conocer el perfil de temperatura, de flujo y la caída de presión al final de cada aleta. Se consideró la temperatura de las paredes (Paredes reales) a 90°C; ya que los datos experimentales de Kays & London fueron evaluados considerando un proceso isotérmico del lado interno del intercambiador de calor.

Condiciones de frontera de Pared

Las superficies de las aletas y de las placas corresponden a la condición de no deslizamiento; además, son consideradas impermeables. Las superficies laterales, de la que encierran el dominio computacional son paredes ideales; es decir, que hay deslizamiento de las partículas en ella. Esta tiene sentido, ya que el intercambiador de calor está compuesto por las aletas unitarias, en donde, cada unidad se repite adyacentemente hacías los lados.

El dominio computacional contiene diferentes condiciones de frontera como se muestra en la **Figura 11**, con las siguientes situaciones:

- Lámina plana: Pared real a temperatura constante (Condición de frontera: Dirichlet)

$$T = T_w,$$

Velocidad del aire: $u = v = w = 0$.

- Aletas triangulares: Pared real (Condición de frontera: Dirichlet)

$$T = T_{fw},$$

Velocidad del aire: $u = v = w = 0$.

- Entrada: Gradiente Zero (Condición de frontera: Neuman)

Presión y temperatura

- Salida: Condición de frontera: Dirichlet

Velocidad uniforme $u = u_{in}$,

$$v = w = 0$$

- Planos laterales: deslizamiento

$$(\partial u / \partial z) = 0, (\partial v / \partial z) = 0, w = 0, (\partial T / \partial z) = 0$$

3.5 Técnica de Solución Numérica

Las ecuaciones de gobierno son resueltas por medio del método de volúmenes finitos sobre una malla computacional espacialmente rectangular diseñada en un sistema de coordenadas cartesianas con los planos ortogonales a los ejes y refinada localmente en la interfaz fluido/sólido y en la región del fluido. Los valores de todas las variables físicas son almacenados en el centro de cada celda de la malla. El método de volúmenes finitos discretiza las ecuaciones de gobierno en

forma conservadora. Las derivadas espaciales son aproximadas con el operador diferencial implícito de segundo orden y las derivadas temporales se aproximan en un esquema Euler Implícito de primer orden.

El dominio computacional es dividido en rebanadas por planos en la malla base, los cuales a su vez son ortogonal a los ejes del sistema de coordenadas cartesianas. Luego las celdas de la malla base cerca a interfaz fluido/sólido son divididas uniformemente en 8 (ocho) celdas más pequeñas con el objetivo de describir mejor dicha interfaz con el tamaño de malla definido. La próxima etapa es refinar manualmente la interfaz fluido/sólido en la curvatura.

3.5.1 Aproximación Espacial

El centro de la celda del método de volúmenes finitos es usado para aproximar de manera conservadora de las ecuaciones de gobierno en la malla refinada. Las ecuaciones del modelo son integradas sobre el volumen de control el cual es una cuadrícula de celdas, y luego aproximado con los valores de las celdas centradas de las variables básicas. Las leyes de la integral permiten representar las ecuaciones de las celdas volumétricas y superficiales de la siguiente manera:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int \vec{U} dv + \oint \vec{F} \cdot d\vec{S} = \int \vec{Q} dv, \quad (\text{Ec 34})$$

Son reemplazadas por la forma discreta

$$\frac{\partial}{\partial t} (\vec{U}v) + \sum_{\text{las celdas}} \vec{F} \cdot \vec{S} = \sum \vec{Q}v, \quad (\text{Ec 35})$$

La aproximación de segundo orden de los flujos \vec{U} está basados en el tratamiento modificado de Leonard [27] y el método de la disminución de la variación total [28].

En Flow Simulation se emplean los operadores **div** y **grad** para derivar un problema discreto que mantiene las propiedades fundamentales del problema

diferencial padre; además, de las propiedades habituales de conservación de la masa, momento y energía.

3.5.2 Aproximación Temporal

Las aproximaciones de tiempo de tipo implícito para las ecuaciones de continuidad y convectivas/difusivas (para momentos y temperaturas) son usadas junto con una técnica de operación splitting [24]. Dicha técnica es usada para resolver eficientemente el problema de velocidad y presión desacoplado, siguiendo la aproximación SIMPLE donde una ecuación de presión discreta de tipo elíptica se deriva por transformación algebraica de las ecuaciones de conservación de masa y momento, y teniendo en cuenta las condiciones de frontera para la velocidad.

3.6 Algoritmo Computacional

El siguiente algoritmo numérico es empleado para calcular los parámetros de flujo en un nivel de tiempo $(n+1)$ usando los valores conocidos en el nivel de tiempo (n) .

$$\frac{\vec{U}^* - \vec{U}^n}{\Delta t} + A_h(\vec{U}^n, p^n) \vec{U}^* = S^n, \quad (\text{Ec } 36)$$

$$L_h \delta p = \frac{\text{div}_h(\rho \vec{u}^*)}{\Delta t} + \frac{1}{\Delta t} \left(\frac{\rho^* - \rho^n}{\Delta t} \right), \quad (\text{Ec } 37)$$

$$\rho^* = \rho_{(p^n + \delta p, T^*)}, \quad (\text{Ec } 38)$$

$$\rho \vec{u}^{(n+1)} = \rho \vec{u}^* - \Delta t \cdot \mathbf{grad}_h(\delta p), \quad (\text{Ec } 39)$$

$$p^{(n+1)} = p^n + \delta p, \quad (\text{Ec } 40)$$

$$\rho T^{(n+1)} = \rho T^*, \quad (\text{Ec } 41)$$

$$\rho k^{(n+1)} = \rho k^*, \quad (\text{Ec } 42)$$

$$\rho\varepsilon^{(n+1)} = \rho\varepsilon^*, \quad (\text{Ec } 43)$$

$$\rho^{(n+1)} = \rho_{(p^{n+1}, T^{n+1})}, \quad (\text{Ec } 44)$$

El índice “*” denota valores intermedio de los parámetros de flujo.

Aquí $\vec{U} = (\rho\vec{u}, \rho T, \rho k, \rho\varepsilon)^T$ es el set de variables completas excluyendo la presión p , $\vec{u} = (u_1, u_2, u_3)^T$ es el vector de velocidad y $\delta p = p^{n+1} - p^n$ es una variable auxiliar conocida como corrección de presión. Estos parámetros son funciones discretas almacenadas en los centros de las celdas y son calculadas con las ecuaciones discretas anteriores que aproximan las ecuaciones diferenciales que gobiernan el fenómeno.

A_h , div_h , grad_h y $L_h = \text{div}_h \text{grad}_h$ son operadores discretos que aproximan al correspondiente operador diferencial a una precisión de segundo orden.

La ecuación 33, corresponde al primer paso del algoritmo cuando las ecuaciones convectivas/difusivas son resueltas para obtener los valores intermedios de momentos y los valores finales de los parámetros de turbulencia y temperatura.

La ecuación de tipo elíptica, Ec 34, es usada para calcular la corrección de presión δp . Esta ecuación es definida de tal manera que el momento final $\rho\vec{u}^{(n+1)}$ calculado a partir de la ecuación 33 satisfaga la ecuación de continuidad completamente discreta. Finalmente los parámetros de flujo están definidos por las ecuaciones del 36 – 41.

3.7 Métodos para Solucionar el Sistemas Lineal Algebraico

3.7.1 Método Iterativo para el Problema Asimétrico

Para resolver el sistema asimétrico de ecuaciones lineales que surgen a partir de las aproximaciones de las ecuaciones de momento y temperatura se utiliza el método preacondicionado del gradiente conjugado generalizado [23]. El preacondicionamiento se realice a través de la factorización incompleta LU.

3.7.2 Método Iterativo para el Problema Simétrico

Para resolver el problema algebraico simétrico para la corrección de presión se utiliza un procedimiento iterativo doble preacondicionado basándose en la aplicación método multimalla [22].

3.7.2 Método Multimalla

El método multimalla es una técnica de aceleración el cual permite disminuir el tiempo de la solución. Las características básicas de éste método son:

- Construye una secuencia de rejillas para disminuir el número de nodos en una malla dada.
- En cada rejilla, los residuales asociados al sistema de de ecuaciones algebraicas es restringido en un nivel de cuadrícula más gruesa.
- Cuando la solución de la cuadrícula es determinada, interpola a la cuadrícula más fina y usa como corrección el resultado de la iteración previa.
- Después, se realizan varias iteraciones suaves. Este procedimiento se aplica repetidas veces en cada nivel de la cuadrícula hasta que la iteración cumple con el criterio de detención.

4. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los resultados se obtuvieron a través de la herramienta computacional Flow Simulation 2010 2.0 usando un procesador Intel(R) Xeon(R) CPU X5355@2.66GHz (4 procesadores) y una memoria de 4,093 MB/8GB. La herramienta CAD usada fue SolidWorks 2010 SP0. El análisis fue de tipo interno en cual se excluyeron las cavidades externas al flujo y se trabajó con el sistema de coordenadas cartesianas.

El mallado inicial se obtuvo automáticamente por la herramienta con un nivel de resolución para los resultados de 4. El mallado se realizó como se explicó en los apartes anteriores del presente documento con un tamaño mínimo de gap de $1.000\text{e-}04$ m con una evaluación automática del tamaño mínimo de pared.

Se consideró transferencia de calor conjugada [10]; es decir, conducción de calor a través del sólido, transferencia de calor por convección desde el sólido al fluido en estado estable, el régimen de flujo laminar y turbulento, y la temperatura de pared fija en 90°C en todas las corridas.

4.1 Datos de Entrada

A continuación se presentan los datos de entrada que simularán las condiciones de operación del intercambiador, los parámetros termodinámicos, parámetros de velocidad y parámetros de turbulencia.

4.1.1 Condiciones iniciales

Las condiciones iniciales usadas para las simulaciones son las siguientes:

Tabla 4. Condiciones Iniciales

Parámetros termodinámicos	Presión Estática: 102568 Pa Temperatura: 25.0 °C
Parámetros de velocidad	Vector de Velocidad Velocidad en la dirección x: 0 m/s Velocidad en la dirección y: 0 m/s Velocidad en la dirección z: 0 m/s
Parámetros de sólido	Material: Aluminio Temperatura inicial: 90.0 °C Superficie de radiación: Opaque
Parámetros de turbulencia	Longitud de turbulencia e intensidad Intensidad: 2.0 % Longitud: 5.080e-05 m

4.1.2 Condiciones de frontera**Tabla 5. Condiciones de Frontera Tipo de Presión**

Tipo	Presión Total
Caras donde se aplica	Ver Figura 12 (b)
Sistema de coordenada	Sistema Global de Coordenadas
Eje de Referencia	X
Parámetros termodinámicos	Presión Estática: 102568 Pa Temperatura: 25.0 °C
Parámetros de turbulencia	Longitud de turbulencia e intensidad Intensidad: 2.0 % Longitud: 5.080e-05 m
Tipo de capa límite	Laminar/Turbulent

Tabla 6. Condiciones de Frontera Tipo de Flujo

Tipo	Flujo Volumétrico Saliendo
Caras donde se aplica	Ver Figura 12 (b)
Sistema de Coordenada	Sistema Global de Coordenadas
Eje de Referencia	X

Parámetros de Flujo	Dirección de vectores de flujo: Normal a la superficie	
	Valor del Flujo volumétrico:	
	<i>Aleta plana (Plate Fin)</i>	<i>Aleta Louvered (Louvered Fin)</i>
	- 0.30 m ³ /h	- 0.40 m ³ /h
	- 1.50 m ³ /h	- 2.00 m ³ /h
	- 2.50 m ³ /h	- 3.30 m ³ /h
	- 3.50 m ³ /h	- 4.60 m ³ /h
	- 4.50 m ³ /h	- 5.90 m ³ /h
	- 5.50 m ³ /h	- 7.20 m ³ /h

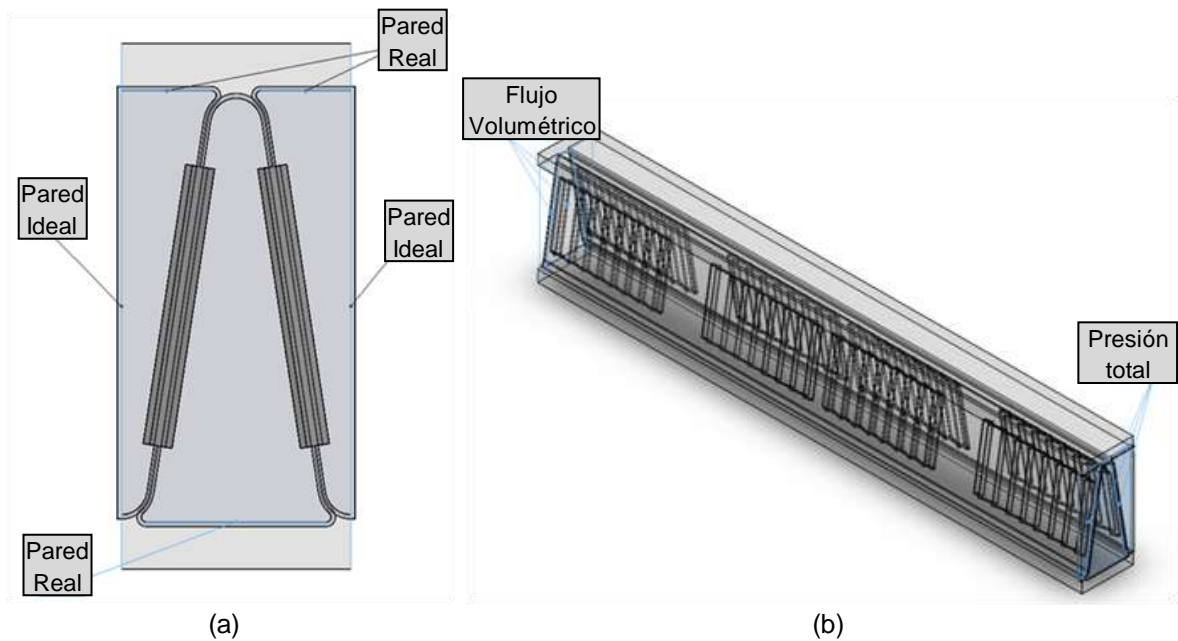


Figura 12. Condiciones de Frontera

La Figura 12, muestra los tipos de condiciones de frontera para la aleta tipo louvered, las cuales son las idénticamente usadas en las aletas planas.

Tabla 7. Condiciones de Frontera Tipo Pared Ideal

Tipo	Pared ideal
Caras donde se aplica	Ver Figura 12 (a)
Sistema de coordenada	Sistema Global de Coordenadas
Eje de Referencia	X

Tabla 8. Condiciones de Frontera Tipo Pared Real

Tipo	Pared real
Caras	Ver Figura 12 (a)
Sistema de coordenada	Sistema Global de Coordenadas
Eje de Referencia	X
Temperatura de Pared	90.0 °C

Tabla 9. Criterios de Convergencia

Criterio de convergencia	Presión
Calcular	Valor promedio
Sistema de coordenada	Sistema Global de Coordenadas
Usado para convergencia	Ok

Criterio de convergencia	Temperatura del fluido
Calcular	Valor promedio
Sistema de coordenada	Sistema Global de Coordenadas
Usado para convergencia	Ok

Criterio de convergencia	Velocidad
Calcular	Valor promedio
Sistema de coordenada	Sistema Global de Coordenadas
Usado para convergencia	Ok

4.2 Dominio Computacional

El número y el tamaño de celdas se obtienen a partir del análisis de independencia de malla mencionado anteriormente.

Número de Celdas

Tabla 10. Celdas del Dominio Computacional

Celdas totales	927.846
Celdas de fluido	471.695
Celdas de Sólido	79.019
Celdas Parciales	377.132
Celdas Irregulares	0
Celdas Trimmed	3.975

Nivel Máximo de refinamiento: 5

4.3 Resultados Numéricos

Esta sección concluye la investigación con los resultados de las simulaciones que se llevaron a cabo en las superficies extendidas de transferencia de calor usadas en intercambiadores de calor compactos barras-placas. Las simulaciones se realizaron en el solver Simple de Flow Simulation de SolidWorks considerando la temperatura de pared constante para suponer el estado operacional real del intercambiador, el modelo de régimen laminar y el modelo de turbulencia k- ϵ Reynolds entre 400 y 10,000. Con los resultados de las simulaciones se calcularon el factor de fricción f y el factor de Colburn j para caracterizar la caída de presión y la transferencia de calor; finalmente comparar dichos resultados con los datos experimentales obtenidos por otros autores.

En la Figura 13, se presenta los datos de la caracterización térmica e hidráulica para aleta plana, que no contiene ningún retardador de flujo. Los datos se presentan para seis flujos diferentes representados con el respectivo número de Reynolds. Al mismo tiempo, se compara con los datos publicado por Kays & London [4]. En ambos casos, el factor f decrece súbitamente en el rango de Reynolds entre 400 y 4500; y luego disminuye lentamente cuando incrementa el

número de Reynolds. Lo anterior es debido a que para bajos Reynolds se obtienen bajas velocidades, permitiendo un régimen de flujo laminar, por lo que los esfuerzos viscosos tienen mayor aporte a la caída de presión que los esfuerzos debido a la resistencia del fluido al cambio de dirección; haciendo que la presión de salida sea muy cercana a la presión de entrada. Mientras que, para números de Reynolds mayores a 4500, se obtienen los mínimos valores de f , resultando en altas caída de presión por causa de la alta velocidad, por consiguiente el aporte de la cantidad de movimiento del fluido es mayor que los esfuerzos viscosos.

En la Figura 13, se presenta la caída de presión obtenida para cada condición de flujo y en el Anexo 3, se presenta el comportamiento del fluido en el que se observa el desarrollo de la capa límite para un número de Reynolds de 500 y 10,000. Resultando en que para altos números Reynolds la capa límite se desarrolla más rápido que para bajos Reynolds; lo cual influye directamente a que la caída de presión sea menor a bajas velocidades.

No obstante, para números de Reynolds entre 1200 y 4500, el régimen se encuentra en un estado de transición en el que el flujo no es ni laminar ni turbulento. Por esta razón, en el mismo rango de Reynolds el factor de fricción y por ende la caída de presión presenta un comportamiento diferente.

Las caídas de presiones obtenidas por medio de la simulación de las aletas planas se compararon con las calculadas a partir del factor de fricción f conseguido por Kays & London evaluadas a la condición de flujo y temperatura del fluido promedio, como se presenta en la Figura 13.

4.3.1 Caracterización térmica e hidráulica de aletas planas

A continuación se presentan los resultados que describen los comportamientos de transferencia de calor y caída de presión a través de aletas planas usadas en intercambiadores de calor compactos.

La caída de presión a través de las aletas debido a efectos viscosos presenta una pérdida irreversible de presión. Esta es proporcional al cuadrado de la velocidad promedio del fluido. En la Figura 13, se presenta la caída de presión en función del número de Reynolds para las aletas a partir de las simulaciones de la aleta plana y comparada con la caída de presión calculada para las mismas condiciones de flujo y los valores experimentales f obtenido por Kays & London para una geometría similar [4]. La presión máxima encontrada fue de 1300 kPa al máximo flujo y la mínima de 13 Pa para el flujo menor.

El comportamiento de la caída de presión en ambos casos, tanto de la simulación como el experimental, demuestra que son similares. Las diferencias se presentan para Reynolds mayores a 5000 y ésta incrementa a medida que aumenta la velocidad de flujo. La máxima diferencia equivale al 18% y se da para un Reynolds aproximado de 10,000.

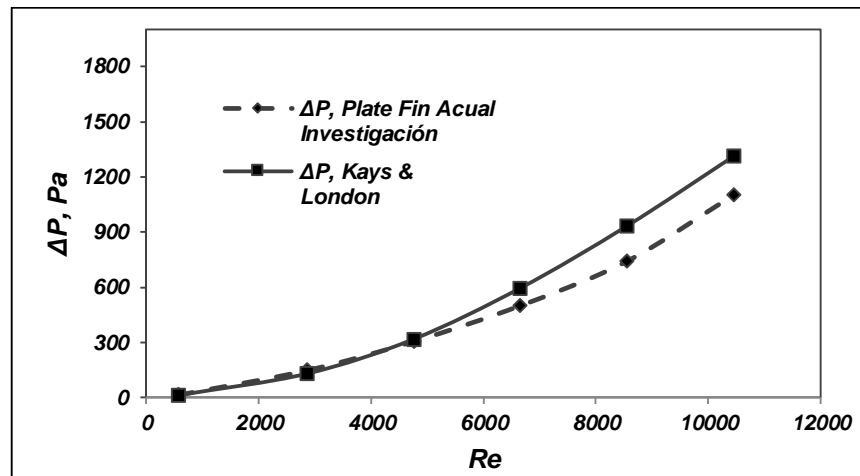


Figura 13. Caída de Presión en Aletas Planas

Al mismo tiempo, se estimaron las temperaturas mínimas, máximas y promedio en el flujo de salida, las cuales se muestran en la Figura 14. Los valores de la temperatura máxima del fluido a la salida alcanzaron un valor de 90°C; es decir, temperatura de la pared. Mientras que la temperatura mínima es la temperatura a la cual el fluido entra a la aleta, 25°C. En el Anexo 6, se muestran dos de los

resultados de la distribución de temperatura del aire a la salida del intercambiador a un Número de Reynolds aproximado de 500 y de 10.000; en ambos casos se observa que la máxima temperatura del fluido es de 90°C cerca a las paredes de la aleta y la mínima es aproximadamente 25°C. Estos valores demuestran con certeza el proceso, ya que en el análisis se consideró que la temperatura de pared es constante e igual a 90°C, y la temperatura de entrada del fluido 25°C. La razón de la diferencia radica en la velocidad de fluido.

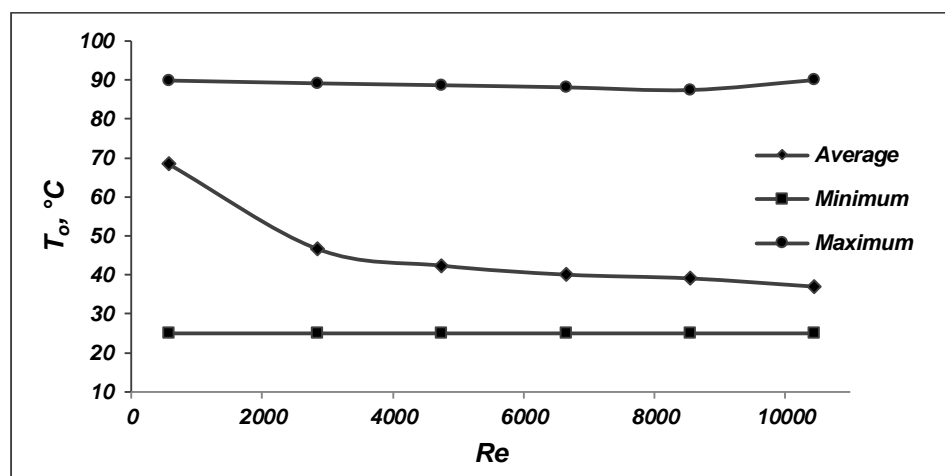


Figura 14. Temperatura de Salida del Aire en Aletas Planas

Con los valores anteriores de caída de presión, temperaturas de entrada/salida del fluido, la geometría de la aleta, velocidad promedio y las propiedades evaluadas a la condiciones de temperatura promedio entre la entrada y salida del fluido se obtiene los valores de los números dimensionales j y f que caracterizan la tasa de transferencia de calor y la pérdida de presión a través del intercambiador placas-barras con aletas planas, los cuales se presentan en la Figura 15. De la caracterización, se evidencia que a mayor régimen de flujo; es decir, a mayor flujo de aire, el factor f decrece lo que significa que la presión aumenta a la salida del equipo.

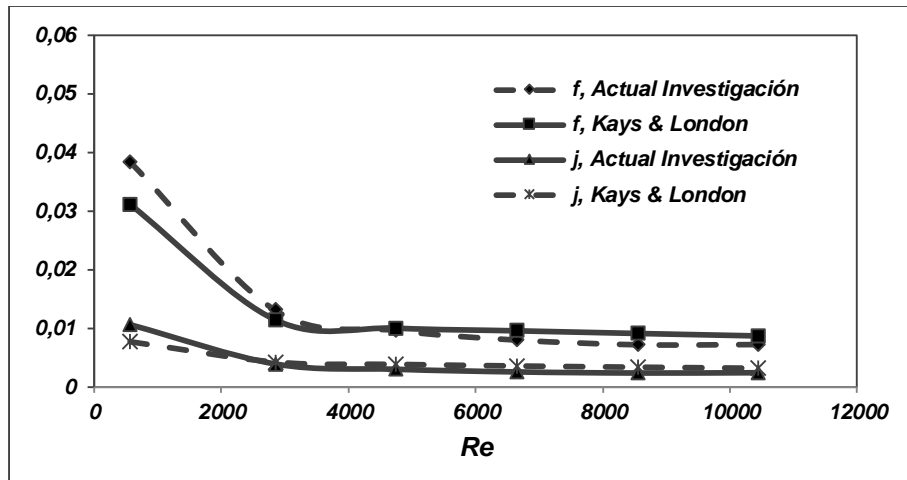


Figura 15. Caracterización Térmica - Hidráulica de Aletas Planas

Con los valores anteriores, se calculan por medio de usando la ecuación 29 los coeficientes de transferencia de calor convectivo del lado de aire considerando las propiedades del fluido a la temperatura promedio entre la entrada y salida, la velocidad promedio y la geometría de la aleta. Los cuales se presentan en la Figura 16. La relación que existe entre el factor de Colburn y transferencia de calor en la caracterización es que a medida que aumenta el flujo, manteniendo las mismas particulares geométricas el valor de j disminuye y h_c aumenta.

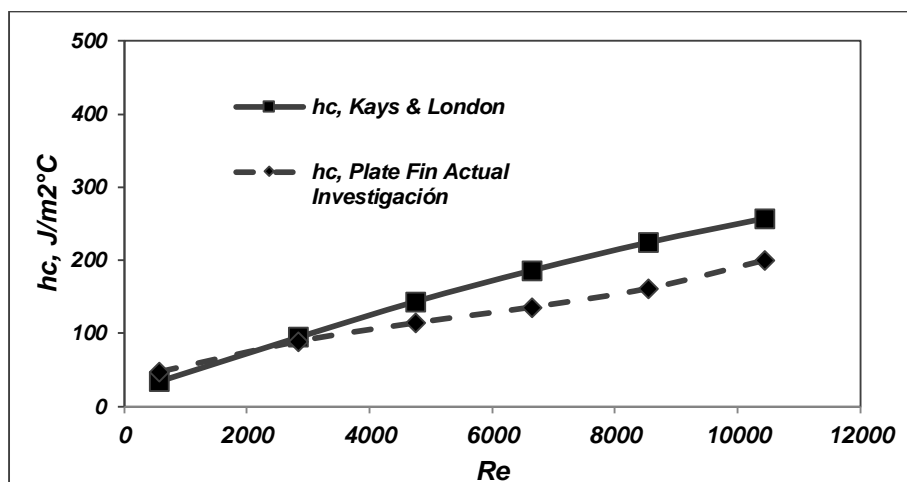


Figura 16. Coeficiente de Transferencia de Calor en Aletas Planas

4.3.2 Caracterización térmica e hidráulica de aletas *louvered*

En el presente inciso, se ostentan los resultados del comportamiento térmico e hidráulico de las aletas tipo *louvered*. El comportamiento térmico indicado por el factor j y el comportamiento hidráulico representado por el factor de fricción f obtenidos por simulación se comparan con los valores de otros autores.

En la Figura 19 se presenta la caída de presión ΔP a través de las aletas tipo *louvered*, obtenidas por medio de la simulación. Se evidencia que varía desde aproximadamente 22 Pa para Reynolds bajos; es decir, para velocidades de flujos bajos, hasta valores de ΔP aproximadamente de 3500 Pa para la máxima velocidad del aire a través del intercambiador, con un comportamiento exponencial.

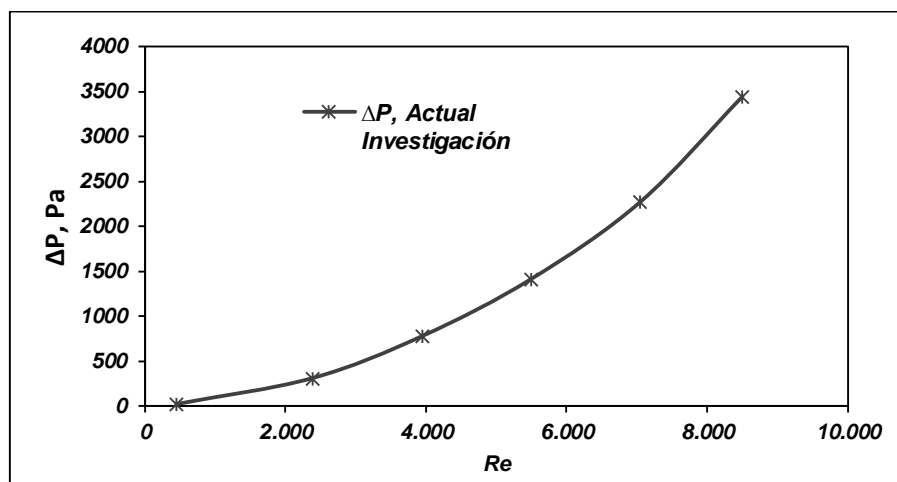


Figura 17. Caída de presión a través de la Aleta Louvered

Los valores máximos, mínimos y promedios del perfil de temperatura del aire luego que absorbe calor de las paredes se publican en la Figura 20 para diferentes números de Reynolds. Sin embargo, en los Anexo 7 y Anexo 8 se muestra el perfil de temperatura del fluido en la salida del intercambiador; en donde, la contribución la máxima temperatura es característica de bajos números de Reynolds; mientras

que, la influencia de la temperatura mínima es marcada mayormente en altos números de Reynolds.

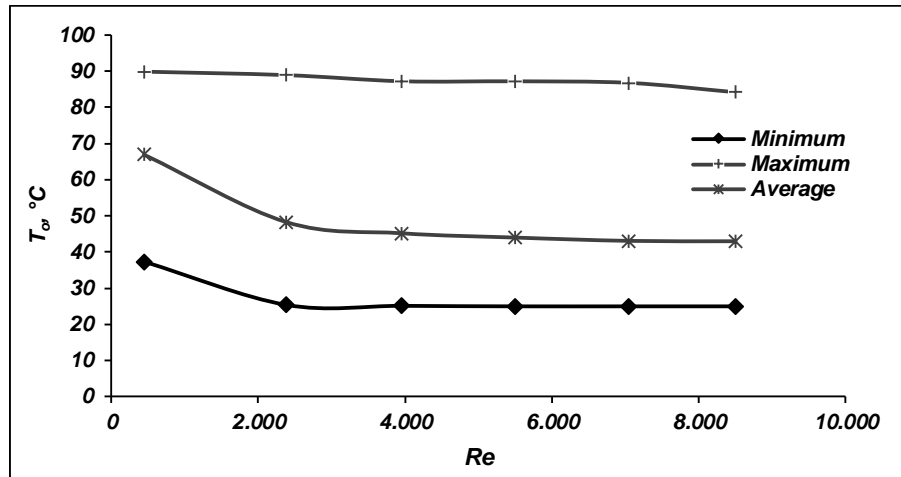


Figura 18. Temperatura de salida del Aire en la Aleta Louvered

La caracterización térmica se realiza a través del factor adimensional j en función del flujo a través un canal del intercambiador. En la Figura 19, se presenta los valores de j obtenido por las simulaciones numéricas de aletas louvered y comparadas con los valores obtenidos por V. P. Malapure y Wei Li para geometrías similares.

A continuación se muestra el factor de Colburn que representa la transferencia de calor del lado del aire en intercambiadores de calor compactos de barra-placa en función del número de Reynolds. El cual es calculado mediante las simulaciones y comparado con los valores experimentales de otros autores con geometrías similares, ya que en la literatura especializada no se encontró la geometría de la aleta en estudio.

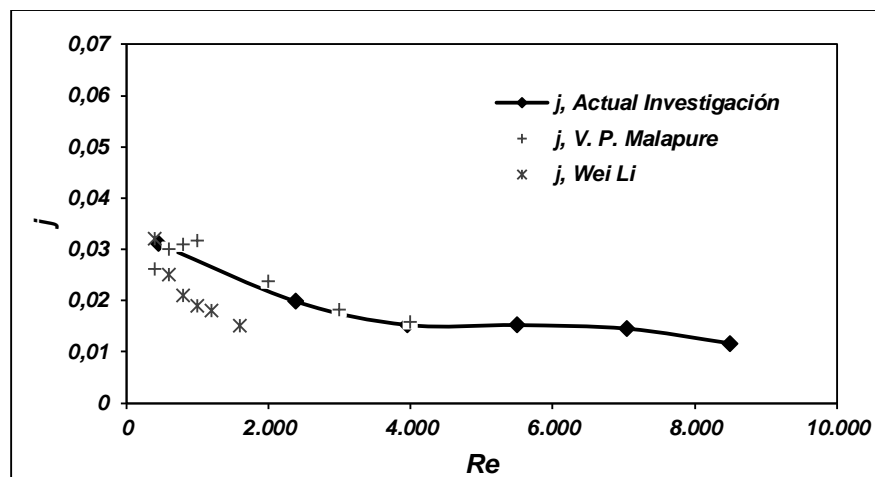


Figura 19. Factor de Colburn j para Aletas Louvered

El comportamiento del factor j de V. P. Malapure, lo obtiene para un rango de Reynold entre 400 y 4000. En la Figura 18, se aprecia que los resultados tienen gran similitud con errores cerca del 8% para Reynold alrededor de 500 pero manteniendo la tendencia de los resultados. Mientras que Wei Li, evaluó dicho parámetro para un rango de Reynolds entre 400 y 1500; los resultados difieren alrededor del 50% de los valores obtenidos de las simulaciones, pero manteniendo la tendencia de los datos. Lo anterior, significa que la transferencia de calor obtenida por las aletas multizonas de Wei Li aumenta significativamente, comparada con las estudiadas en este trabajo.

Paralelamente, se obtiene el factor de fricción para diferentes flujos mediante simulación, el cual es comparado con los resultados obtenidos por los mismos autores en los mismos experimentos previamente mencionados. En la Figura 20, se representa la premisa anterior, en el que mediante simulación se consigue factores de fricción para un rango de Reynolds entre 400 y 8500 desde 0,011 y 0,03. Que de acuerdo a la Figura 17, estos valores se convierten en caídas de presión entre 0 y 3500 Pa, respectivamente, para las condiciones de operación dadas.

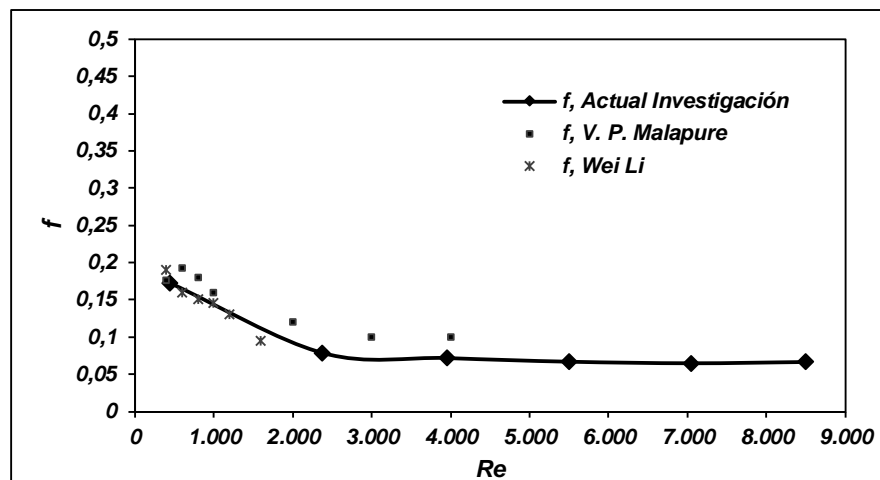


Figura 20. Factor de Fricción f para Aletas Louvered

Finalmente, se obtiene la caracterización térmica j e hidráulica f para las superficies de transferencia de calor *louvered*, la cual se representa en la Figura 21.

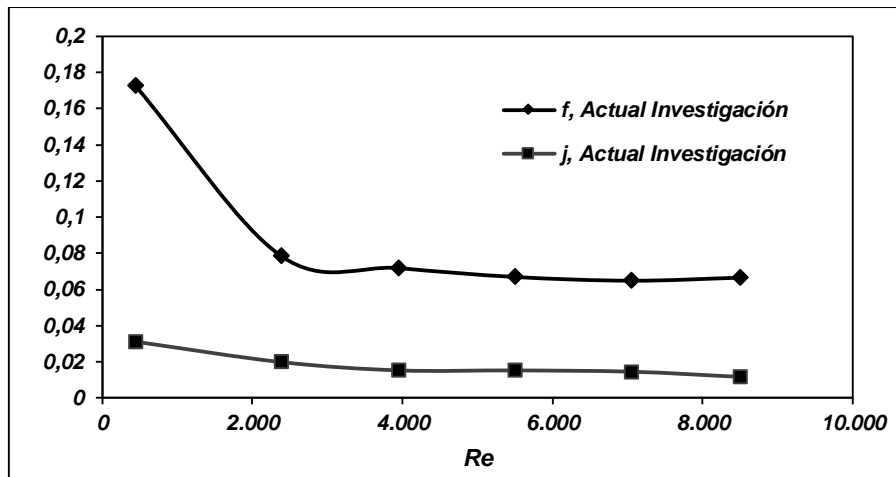


Figura 21. Caracterización Térmica - Hidráulica de Aletas Louvered

Conociendo el comportamiento de la transferencia de calor de la aleta tipo *louvered* y los requerimientos energéticos del diseño se puede obtener el coeficiente convectivo h_c , necesario para el dimensionamiento del intercambiador. De manera análoga, conociendo el tamaño del intercambiador, la caracterización

de la aleta y los flujos se puede obtener la capacidad energética del intercambiador. En la Figura 22, se representa la capacidad de transferir calor por convección de las aletas tipo *louvered* para las condiciones geométricas y de flujo dadas en el presente estudio.

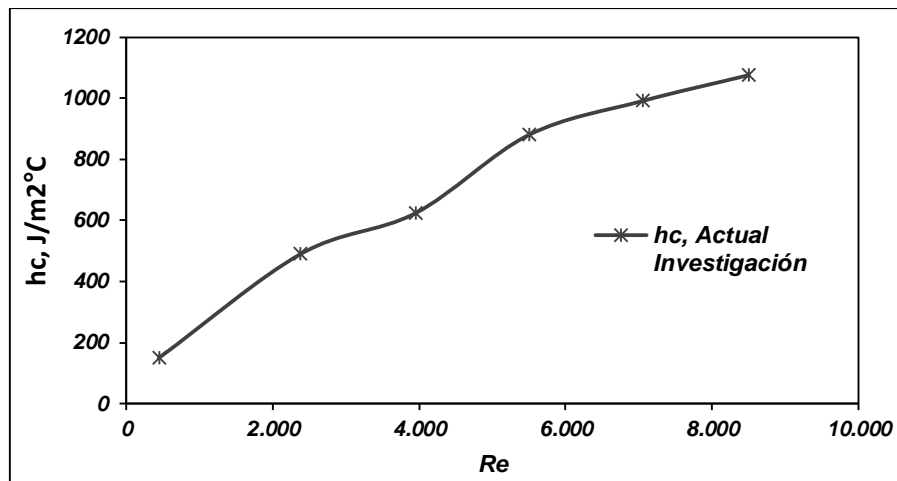


Figura 22. Coeficiente de Transferencia de Calor de la Aletas Louvered

4.3.3 Comparación de la Caracterización térmica e hidráulica entre aletas

El presente apartado tiene como objetivo comparar la caracterización térmica e hidráulica de las aletas tipo Plate y Louvered con los resultados obtenidos mediante la simulación en CFD del presente estudio.

De los resultados de la caída de presión, se evidencia que la caída de presión de las aletas *louvered* es mayor que la de la aleta plana, ver Figura 28. Para números de Reynolds aproximadamente de 8500 la pérdida de presión en la aletas *louvered* es 3444 Pa; mientras que la aleta plana al mismo Reynolds es de 1100 Pa. Como resultado la aleta *louvered* requiere mayor energía para hacer fluir el aire a través del intercambiador de calor.

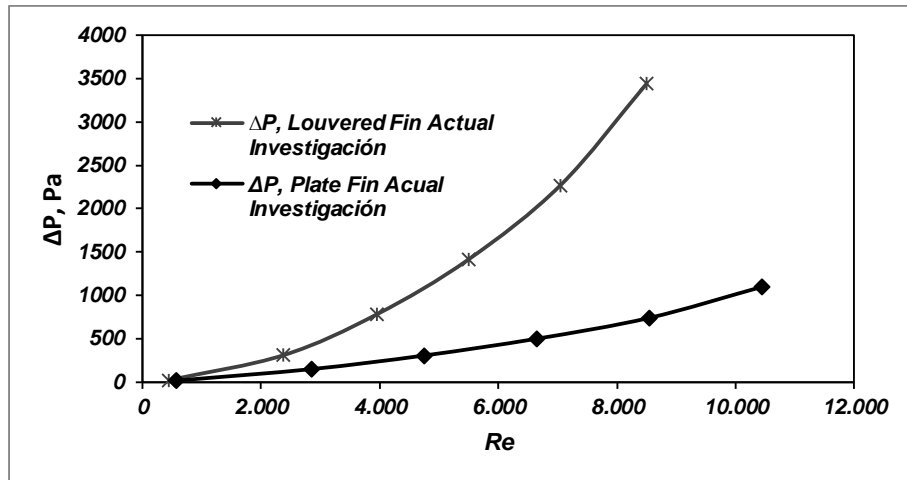


Figura 23. Caída de Presión A través de la Aletas

La temperatura mínima que se alcanza en la aleta louvered a bajo flujo es menor que la aleta plana para el mismo Reynolds. Sin embargo, la temperatura promedio es de 70°C para bajos Reynolds y su comportamiento es similar en todo el rango de Reynolds, ver figura 19 y 23.

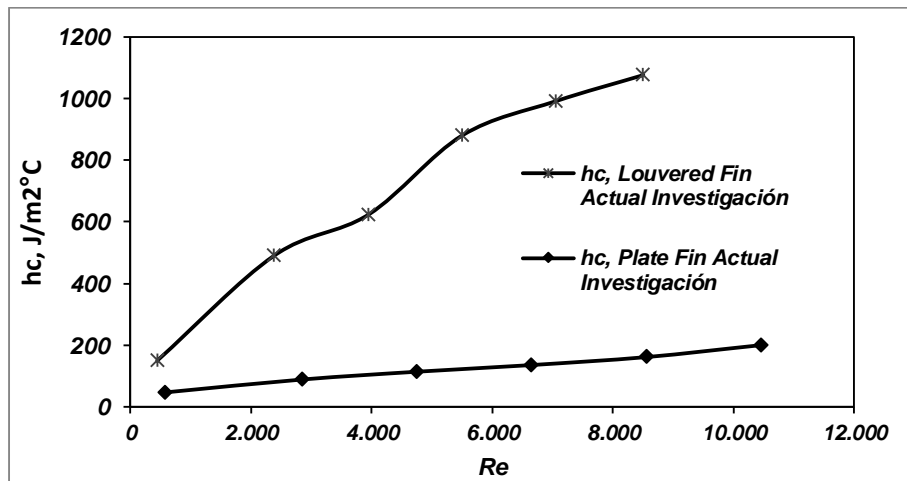


Figura 24. Coeficiente de Transferencia de Calor

La transferencia de calor por unidad de área y por unidad de temperatura en la aleta plana tiene un comportamiento constantemente creciente a medida que aumenta el número de Reynolds; mientras que, la aleta plana tiene un

comportamiento de orden superior, sin embargo aumenta con el número de Reynolds. Los valores encontrados para el mismo rango de Reynolds varía desde 50 J/m²°C a 200 J/m²°C para aletas planas y de 150 J/m²°C a 8500 J/m²°C para aletas louvered. Ver Figuras 29.

5. CONCLUSIONES

A partir de un análisis numérico desarrollado con la herramienta computacional Flow Simulation 2010 2.0 fue posible desarrollar las curvas características del comportamiento hidrodinámico y térmico para las Aleta plana y Aleta Louvered para Reynolds entre 400 y 10,000, obteniendo que, para números de Reynolds mayores a 4500, se obtienen los mínimos valores tanto de factor de fricción f como de factor de Colburn j .

Se realizó una simulación 3D de dos superficies de transferencia de calor usadas en intercambiadores de calor compactos barra-placa. Los resultados del estado estable se compararon con resultados experimentales encontrados en la literatura. Se observó una buena concordancia de los resultados obtenidos por medio de CFD con respecto a los resultados experimentales. El máximo error puede reducirse si se reduce el tamaño de la malla.

Al realizar un análisis comparativo en la estimación del factor de fricción f entre la simulación de la aleta plana y los valores experimentales obtenidos por Kays & London, se obtuvo un máximo de error porcentual del 18% para un Reynolds de 10450, lo cual nos permite validar las consideraciones y suposiciones realizadas en este modelo computacional.

Para el caso del intercambiador de calor con aleta louvered simulada, se obtuvo un error máximo del 8% por un número de Reynold de 500, al momento de comparar el factor de Colburn j con el obtenido con V. P. Malapure, lo cual permite ratificar la veracidad del modelo.

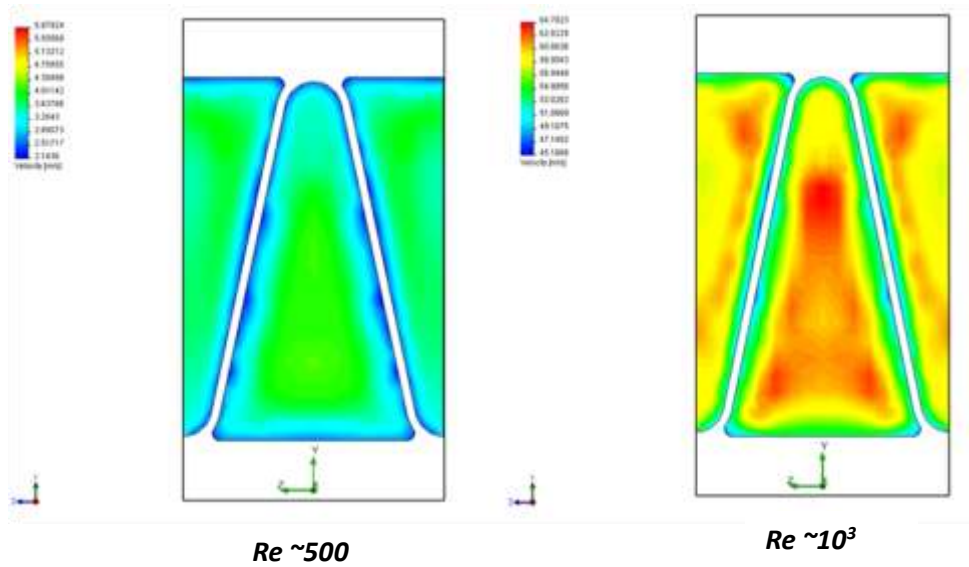
Para un numero de Reynold alrededor de 8500 la pérdida de presión en la aletas louvered es 3444 Pa; mientras que la aleta plana al mismo Reynolds es de 1100

Pa, por lo que la aleta louvered asociada a sus configuración física requiere de más potencia hidráulica por el lado del aire.

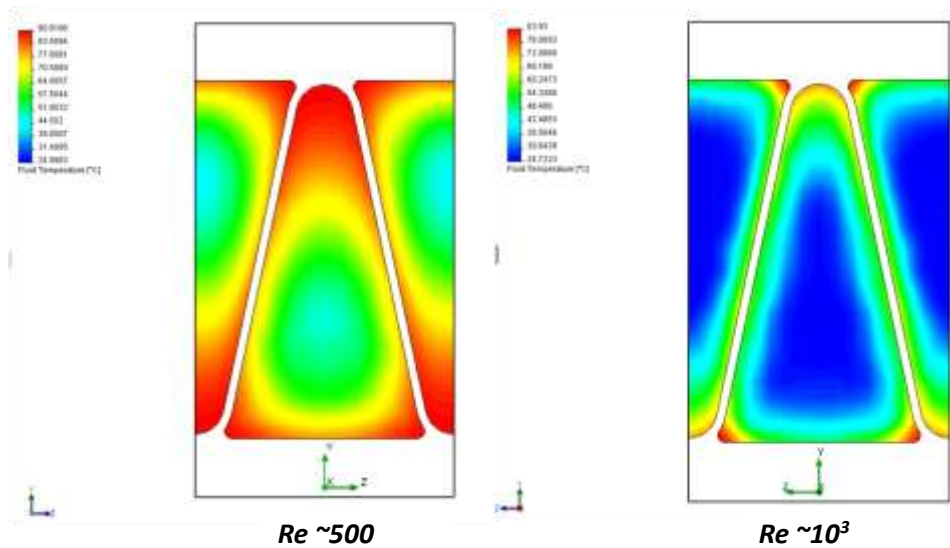
Atendiendo al mismo intervalo de número de Reynolds la aleta plana logra aumentar el calor por unidad de área entre $50 \text{ J/m}^2\text{°C}$ a $200 \text{ J/m}^2\text{°C}$, mientras que la aleta louvered entre $150 \text{ J/m}^2\text{°C}$ a $1075 \text{ J/m}^2\text{°C}$, lo cual nos permite recomendar ampliamente este tipo de configuración para intercambiadores de calor compacto.

La simulación también permite tener un mejor conocimiento del fenómeno y permite a los diseñadores comprobar si las aletas seleccionadas tienen la capacidad adecuada desde el punto de vista térmico e hidráulico. Además, se observa que la transferencia de calor incrementa con el uso de retardadores generados por las aletas Louvered que interrumpen el campo de flujo aumentando la turbulencia; sin embargo, la caída de presión aumenta sustancialmente por la misma razón.

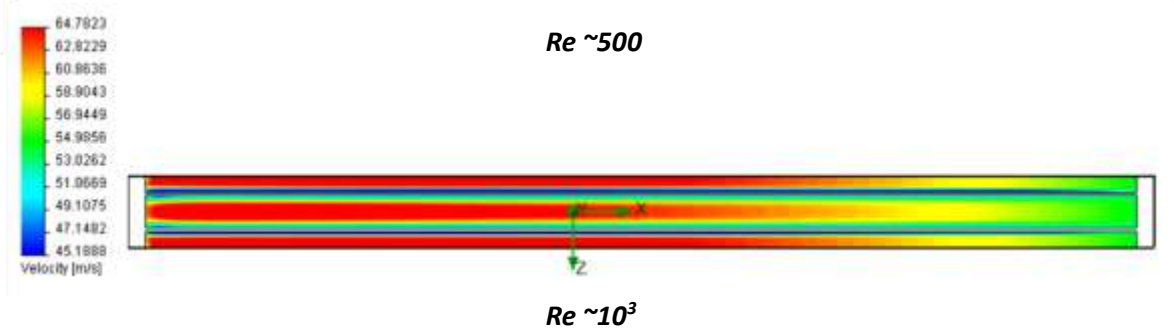
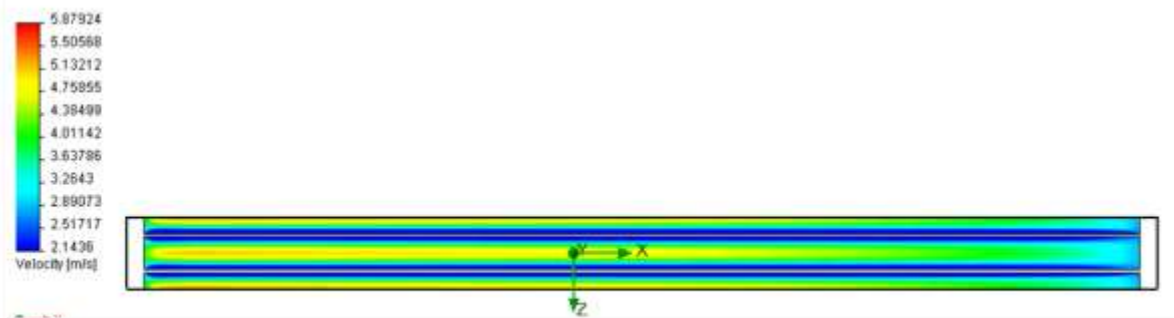
ANEXOS



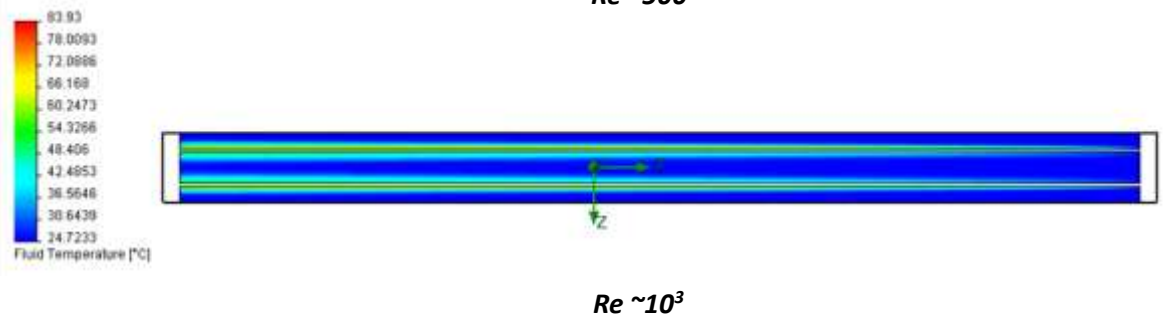
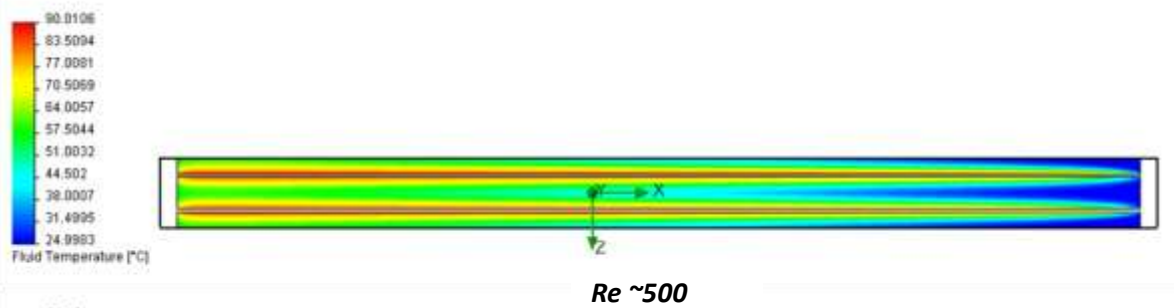
Anexo 1. Campo de Velocidad en la salida del aire (Vista Transversal) Plate Fin



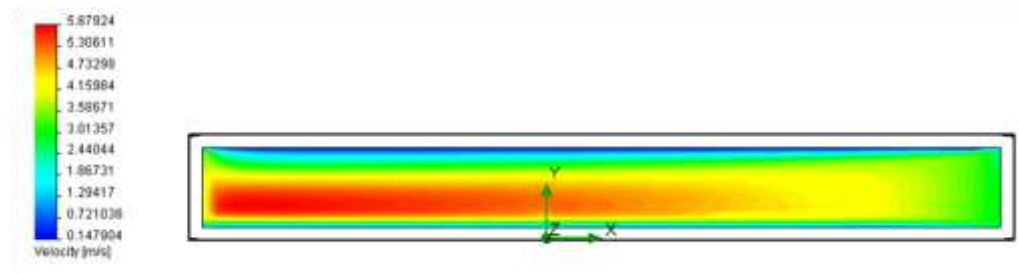
Anexo 2. Campo de Temperatura en la salida del aire (Vista Transversal) Plate Fin



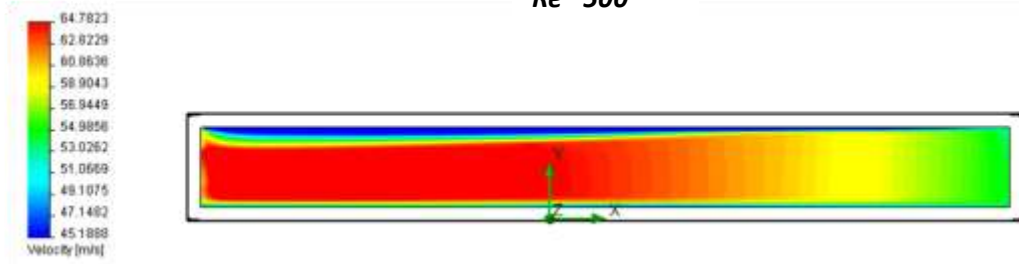
Anexo 3. Campo de Velocidad (Vista de Planta) Plate Fin



Anexo 4. Campo de Temperatura (Vista de Planta) Plate Fin

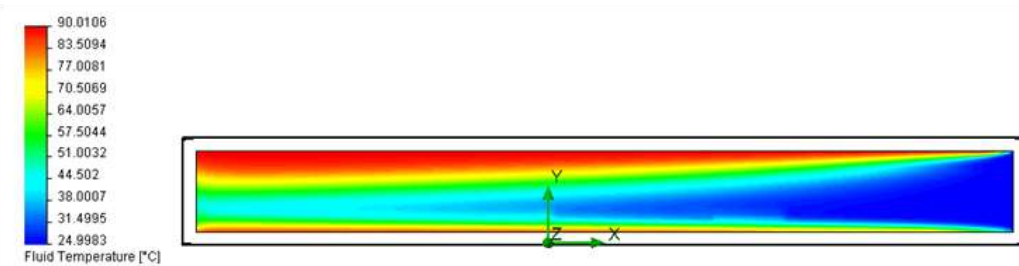


Re ~500

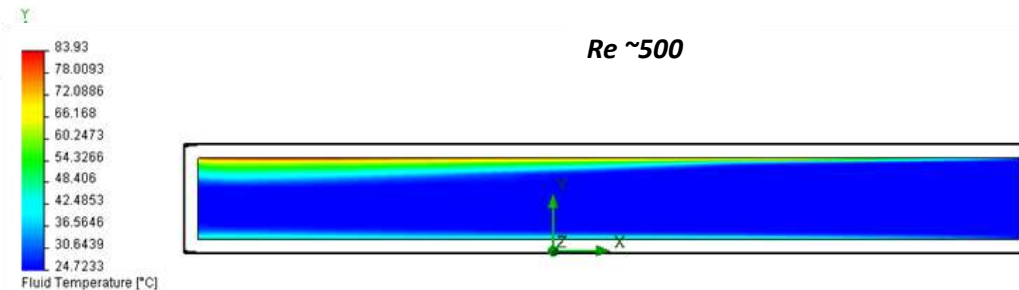


Re ~10³

Anexo 5. Campo de velocidad en la dirección del flujo (izquierda-derecha) Plate Fin

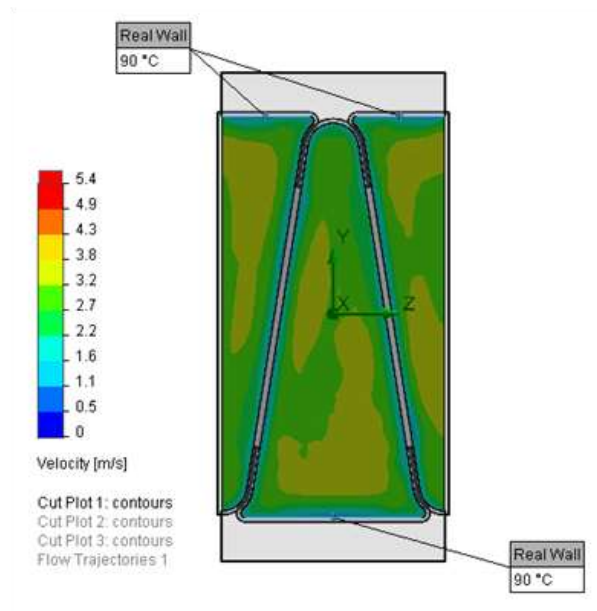


Re ~500

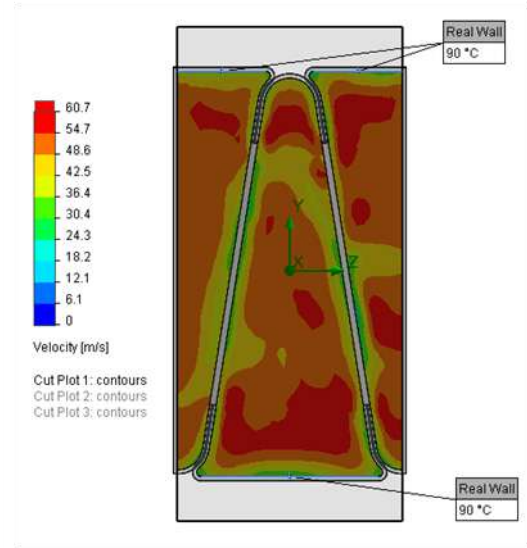


Re ~10³

Anexo 6. Campo de Temperatura en la dirección del flujo (izquierda-derecha) Plate Fin

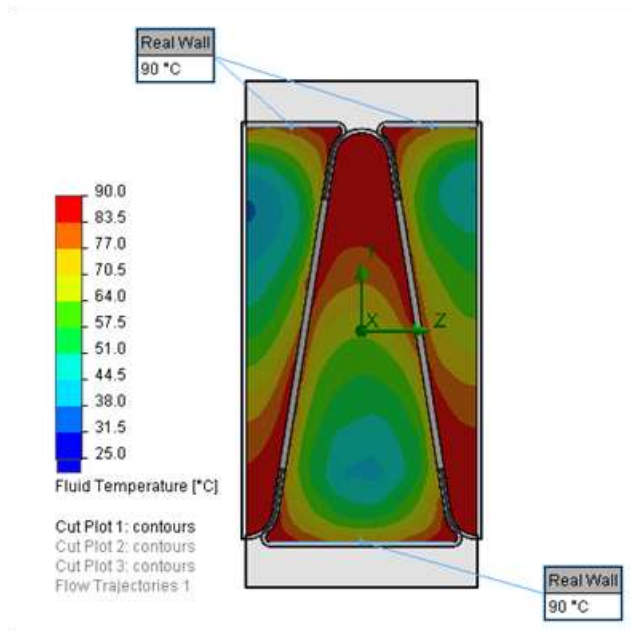


Re ~500

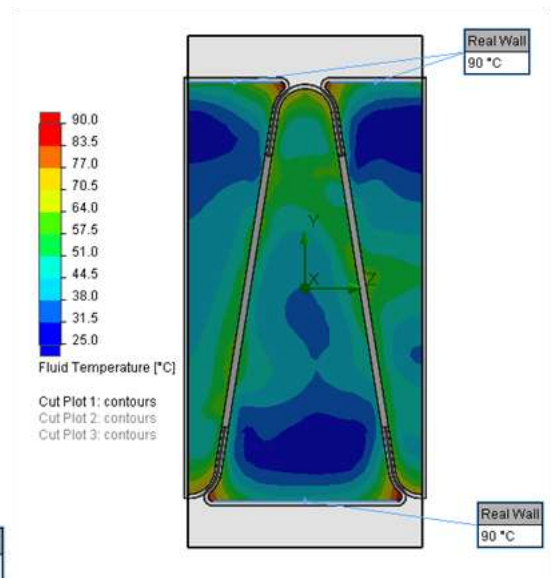


Re ~10³

Anexo 7. Campo de Velocidad a la salida (Vista Transversal) Louvered Fin

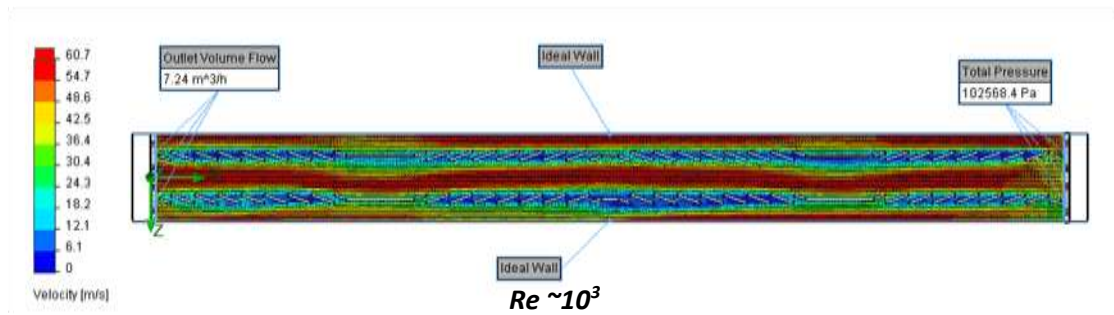
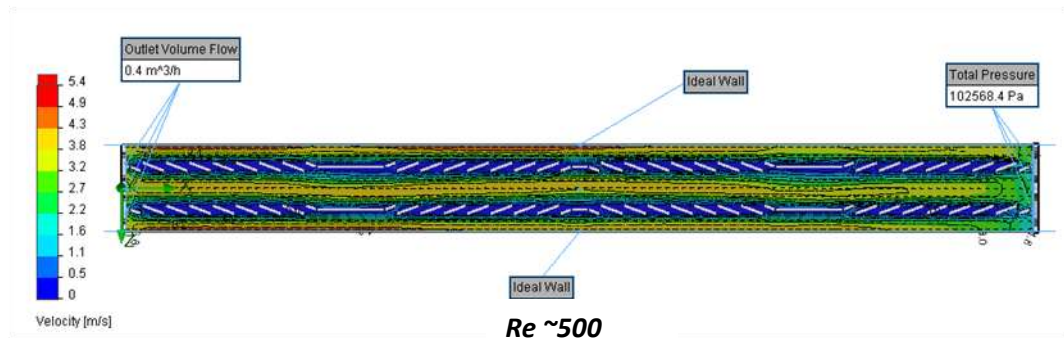


Re ~500

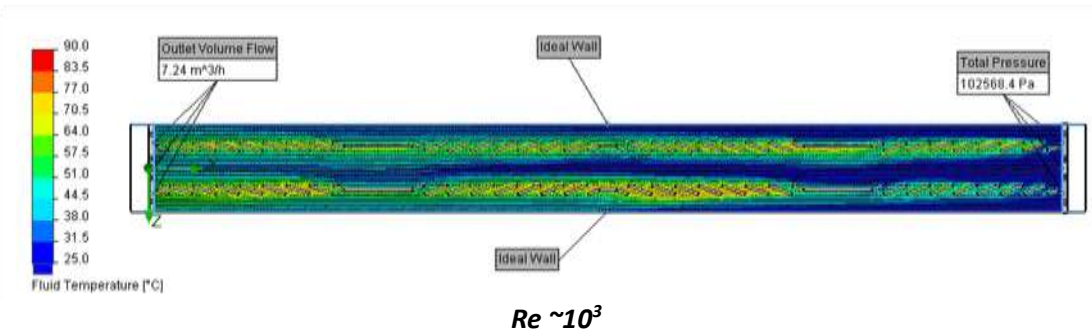
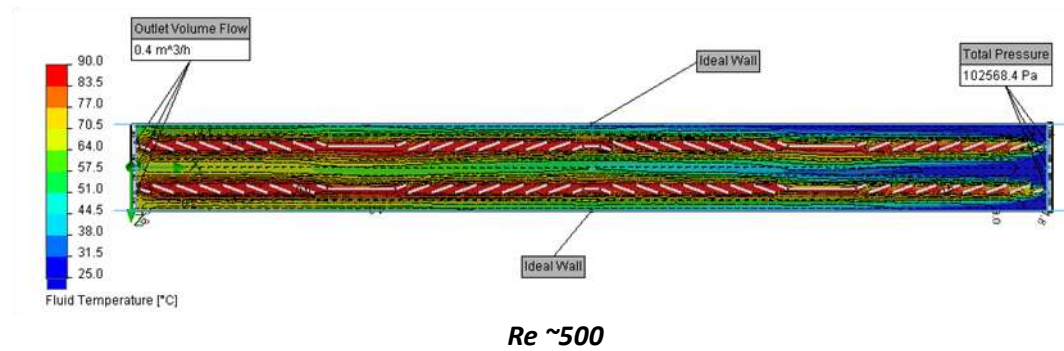


Re ~10³

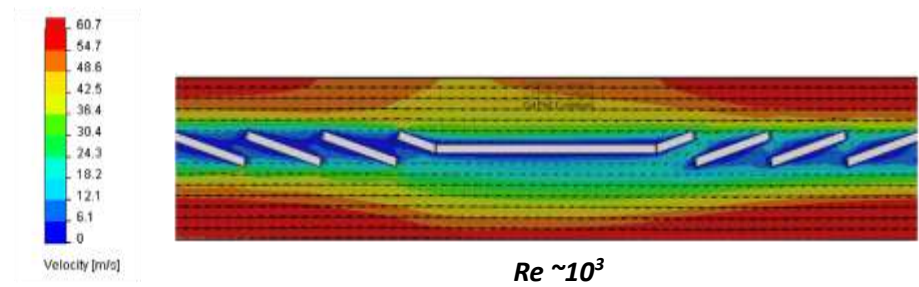
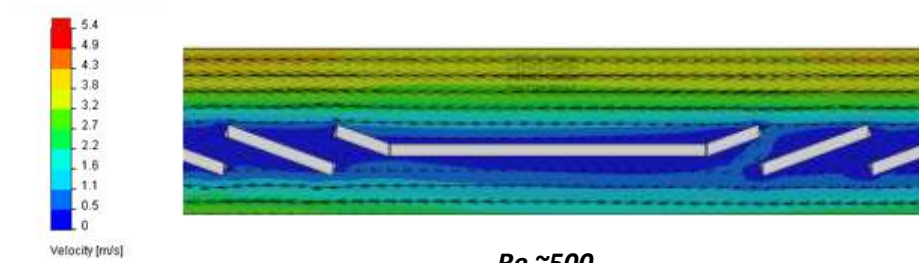
Anexo 8. Campo de Temperatura a la salida (Vista Transversal) Louvered Fin



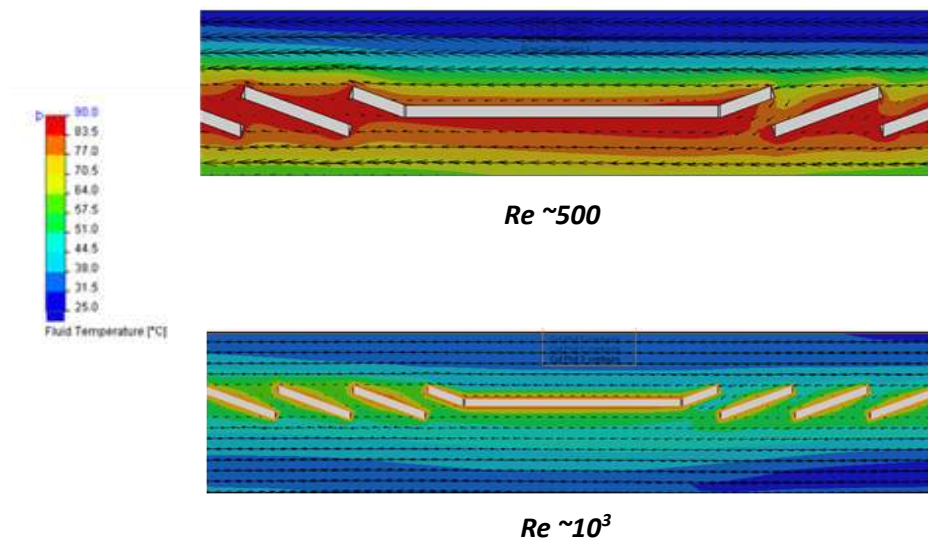
Anexo 9. Campo de Velocidad (Vista de Planta) Louvered Fin



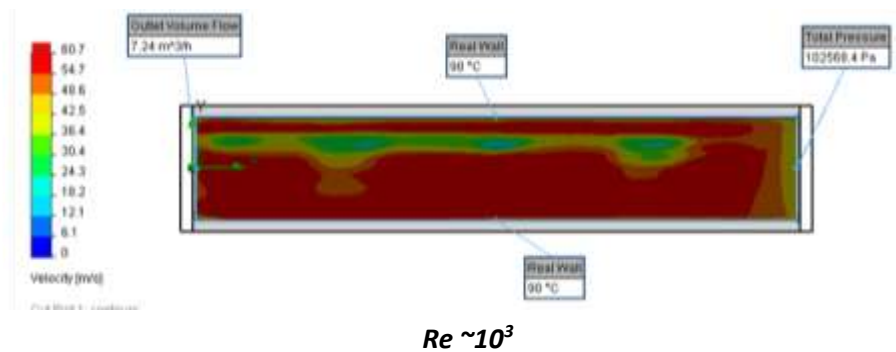
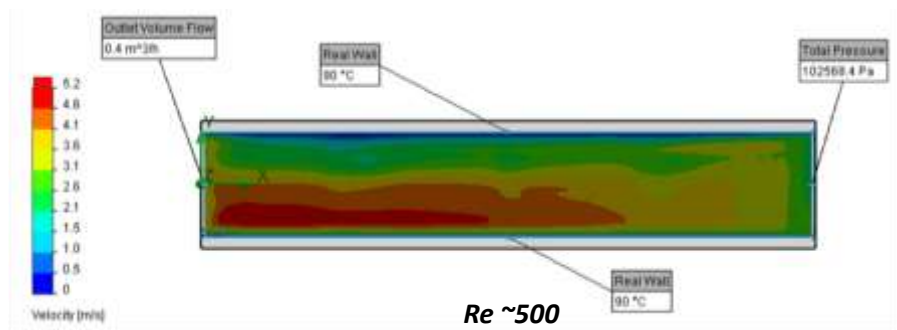
Anexo 10. Campo de Temperatura (Vista de Planta) Louvered Fin



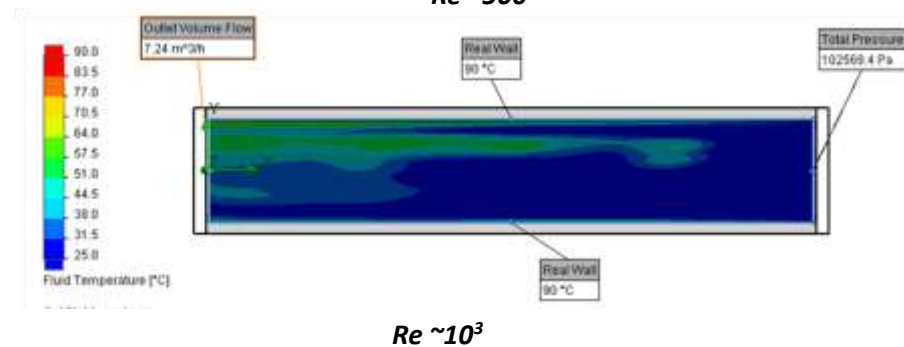
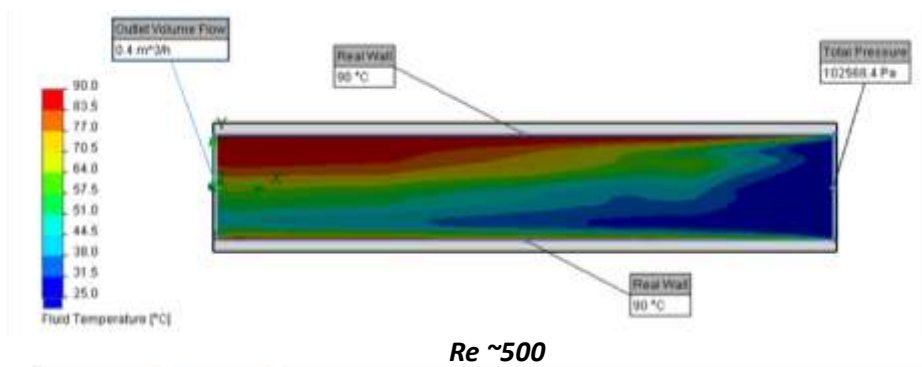
Anexo 11. Detalle del Campo de Velocidad (Vista de Planta) Louvered Fin



Anexo 12. Detalle del Campo de Temperatura (Vista de Planta) Louvered Fin

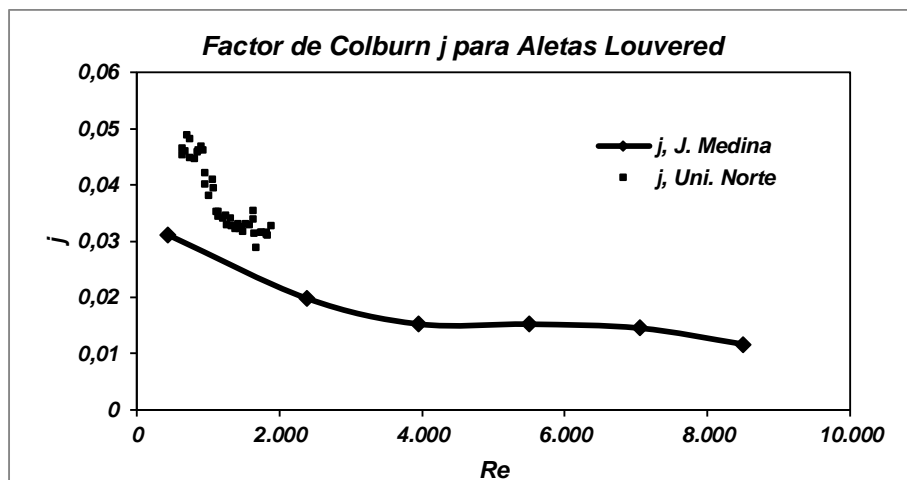
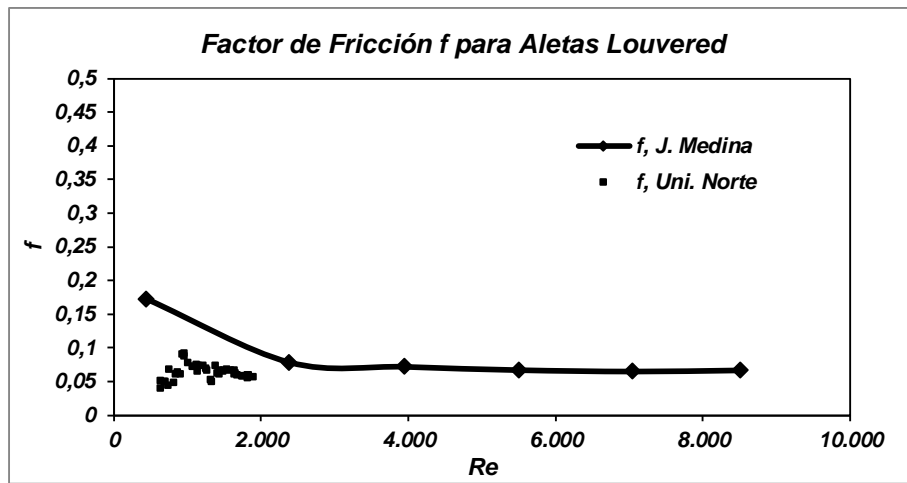


Anexo 13. Campo de Velocidad en la dirección del flujo (derecha-izquierda) Louvered Fin



Anexo 14. Campo de Temperatura en la dirección del flujo (derecha-izquierda) Louvered Fin

Anexo 15 Comparación de Resultados con los datos Experimentales Obtenidos en el Laboratorio de Uni. Norte



Los datos obtenidos por el banco de ensayos del laboratorio de maquinas hidráulicas de la Universidad de Norte corresponden a varios experimentos preliminares de otra investigación. La geometría es exactamente la misma pero se deben realizar ajustes al experimento de manera que los resultados concuerden con el comportamiento obtenido por otros autores; más exactamente en el factor de fricción f . Mientras que, el factor de Colburn presenta un comportamiento similar en función cuando incrementa Reynolds.

REFERENCIAS

- [137] Tao, Y. B.; He, Y. L.; Huang, J.; Wu, Z. G.; Tao, W. Q. "Three-dimensional numerical study of wavy fin-and-tube heat exchangers and field synergy principle analysis", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50 (2007), pp. 1163-1175.
- [2] Ramesh K. Shah, Dušan P. Sekulic. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. 2003, John Wiley & Sons. ISBN 0-471-32171-0
- [3] Kays, W. and A. London [1950] "Heat-Transfer and Flow Friction Characteristic of Some Compact Heat Exchanger Surfaces, Part 2-Design Data for Thirteen Surface", *Transaction of The ASME*.
- [4] Kim, M and Bullard, C. [2002] "Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifying conditions", *International journal of Refrigeration*, Vol. 25, No. 7, pp. 924.
- [5] Averous, D., Hammadi, K., Pingaud, H., Joulia, X. and Guittard, P., [1995] "Dynamic simulation of brazed plate-fin heat exchangers", http://www.prosim.net/PDF/pubs/03_CChE_1995_Dynamicsimulationofbrazedplatefinheatexchangers.pdf.
- [6] Mathias, J., Cao, J., Ewing, M., and Christensen. R., [2003] "Experimental Characterization of Compact Heat Exchangers With Short Flow Lengths at Simulated Elevated Altitudes", *J. of Fluids Engineering*, Vol. 125, No. 1, pp. 171.

- [7] Wu, X., Webb, R. [2002] "Thermal and hydraulic analysis of a brazed aluminum evaporator. Applied Thermal Engineering, Vol. 22, No. 12, pp. 1369.
- [8] Carluccio, E., Starace, G., Ficarella, A., Laforgia, D. [2005] "Numerical Analysis of a Cross-Flow Compact Heat Exchanger for Vehicle Applications". Applied Thermal Engineering 25. pp. 1995 – 2013
- [9] Malapure, V.P., Sushanta K. Mitra, A. Bhattacharya. [2007] "Numerical investigation of fluid flow and heat transfer over louvered fins in compact heat exchanger". International Journal of Thermal Sciences 46. pp 199–211
- [10] Dib, J., Bilteryst, F., Batoz, J., and Lewon, I.[2008] "Development Of A Dedicated Software Tool For The Global Thermomechanical Analysis Of Plate-Fin Heat Exchangers.", 5th. European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering (ECCOMAS 2008), June 30 – July 5, 2008, Venice, Italy.
- [11] Peng, H., Ling, X. [2008] "Optimal design approach for the plate-fin heat exchangers using neural networks cooperated with genetic algorithms", Applied Thermal Engineering, Vol. 28, No. 5, pp. 642.
- [12] Muralikrishna, K., and Shenoy, U. [2000] "Heat exchanger design targets for minimum area and cost", Chemical Engineering Research and Design, Vol. 78, No. 2, pp.161.
- [13] Witry, A., Al-Hajeri, M., Bondok, A. [2005] "Thermal performance of automotive aluminum plate radiator", Applied Thermal Engineering, Vol. 25, No. 8, pp. 1207.

[14] Dong, J., Chen, J., Chen, Z., and Zhou, Y. [2007] "Air-side thermal hydraulic performance of offset strip fin aluminum heat exchangers", Applied Thermal Engineering, Vol. 27, No. 2, pp.306.

[15] Tang, L.H., Zeng M., Wang Q.W. "Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns" Experimental Thermal and Fluid Science. Volume 33, Issue 5, July 2009, Pages 818–827

[16] Bula, A., Vasquez R.. [2010] "Uncoupling Laminar Conjugate Heat Transfer through Chebyshev Polynomial", Revista DYNA, Vol. 77, No 163, pp. 160-171, ISSN 0012-7353.

[17] Medina, J., Bula, A. Valencia, G. [2011] "CFD Modelling of Plate Louvered Fin Heat Exchangers". IMECE 2011- 64440, Denver, November 11-17. USA.

[18] Valencia, G., Aldana, J., Ramos, M., Bula A. [2008] "Bootstrap Statistical Method to Attain the Average Nusselt Number Correlation for Milli Channels and Micro Channels Heat Sink Using Aluminum Oxide (Al_2O_3)/Water Nanofluid", IMECE, Boston, MA, USA. Vol.8, pp. 139-146. ISBN 978-0-7918-4869-2, ISSN 1048-9002

[19] Valencia, G., Ramos, M., Bula, A. "Convective Heat Transfer Coefficient and Pressure Drop of Al_2O_3 -Water Nanofluid in a Single-Phase Microchannel for Cooling of High Heat Output Devices", MNHT 2008, Tainan, January 6-9, Taiwan. pp. 755 - 762. ISBN 978-0-7918-4292-8

[20] Morales, L., Bula, A. "Evaluación del Coeficiente de Transferencia de Calor Convectivo en Nanofluidos empleados en el Enfriamiento de Componentes

Electrónicos de Alta Potencia”. 8vo Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Cusco, Octubre 23-25 de 2007.

[21] Valencia, G., Ramos, M., Bula, A. “Experimental Evaluation of the Convective Heat Transfer Coefficients in a Nanofluid-Cooled Milli Channels Heat Sink”, IMECE 2007, Seattle, WA. November 11 - 15, USA. ISBN 0-7918-3812-9

[22] Ramos, A., Bula, A., Cely, M. “Experimental Study of Heat Transfer in Milli Channels for Cooling of Micro Components. Proceedings of the International Mechanical Engineering Congress & Exposition”. IMECE 2005. Orlando, FL, USA. ISBN 0-7918-4180-4

[23] Wei Li, Xialing Wang. [2010] “Heat transfer and pressure drop correlations for compact heat exchangers with multi-region louver fins”. International Journal of Heat and Mass Transfer 53. pp 2955–2962

[24] Junqi Dong, Jiangping Chen, Zhijiu Chen, Wenfeng Zhang, Yimin Zhou. [2007] “Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers”. Energy Conversion and Management 48. pp 1506–1515

[25] Zhao-gang Qi, Jiang-ping Chen, Zhi-jiu Chen. [2007] “Parametric Study on the Performance of a Heat Exchanger with Corrugated Louvered Fins”. Applied Thermal Engineering 27. pp. 539–544

[26] Hackbusch, W. (1985). Multi-grid Methods and Applications, Springer-Verlag, 1985

[27] Saad, Y. (1996). Iterative methods for sparse linear systems, PWS Publishing Company, Boston

- [28] Glowinski, R. and P. Le Tallec, (1989). "Augmented Lagrangian Methods and Operator - Splitting Methods in Nonlinear Mechanics". SIAM, Philadelphia.
- [29] Marchuk, G.I., (1982). Methods of Numerical Mathematics, Springer - Verlag, Berlin.
- [30] Samarskii, A.A., (1989). Theory of Difference Schemes, Nauka, Moscow (in Russian)
- [31] Roache, P.J., (1998) Technical Reference of Computational Fluid Dynamics, Hermosa Publishers, Albuquerque, New Mexico, USA
- [32] Hirsch, C., (1988). Numerical Computation of Internal and External Flows. John Wiley and Sons, Chichester
- [33] Van Driest, E.R. On Turbulent Flow Near a Wall. AIAA Journal Special Supplement. Vol. 23, No. 11, 1956, pp. 1007-1011
- [34] Streeter, V. L. (1962). Fluid Mechanics (3rd ed.). McGraw-Hill
- [35] Joshep A. Schetz. Boudery Layer Analisis. Prentice Hall, Eglewood Chiffs, New Jersey. 1993. ISBN 0-13-086885-X
- [36] Hesselgreaves, John E.. Compact Heat Exchangers, selection, design and operation. Jun-2001. Pergamon. ISBN: 0080428398
- [37] Blazek, J. Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications. First edition 2001. ISBN 0 08 043009 0

[38] Incropera, Frank P.; DeWitt, David P. (2007). Fundamentals of Heat and Mass Transfer (6th ed.). New York: Wiley. p. 514

[39] White, F. M. (2006). Viscous Fluid Flow (3rd. ed.). New York: McGraw-Hill

[40] Bird, Stewart, Lightfoot. Transport Phenomena. New York: John Wiley & Sons. pp. 428. 2007

[41] Kays, W. M., London, A. L. "Heat-Transfer and Flow Friction Characteristics of Some Compact Heat Exchanger", pp. 1075-1097. Transactions of the ASME. 1950